
Bachelorarbeit

Herr
Jonathan Seifert

**Beiträge zur systematischen
Körperschallbeschreibung
von verkoppelten Strukturen**

Mittweida, 2013

Bachelorarbeit

Beiträge zur systematischen Körperschallbeschreibung von verkoppelten Strukturen

Autor:
Herr

Jonathan Seifert

Studiengang:
Physikalische Technik

Seminargruppe:
PT09wA-B

Erstprüfer:
Prof. Dr.-Ing. Jörn Hübelt

Zweitprüfer:
Dipl.-Ing. Jan Troge

Einreichung:
Mittweida, März 2013

Verteidigung/Bewertung:
Mittweida, 2013

Bibliografische Beschreibung:

Seifert, Jonathan:

Beiträge zur systematischen Körperschallbeschreibung von verkoppelten Strukturen. - 2013. - 11 S., 55 S., 13 S.

Mittweida, Hochschule Mittweida,

Fakultät Mathematik/Naturwissenschaften/Informatik, Bachelorarbeit, 2013

Referat:

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der systematischen Körperschallbeschreibung eines Klimageräts für Schienenfahrzeuge. Dazu wurde die eingetragene Körperschallleistung zunächst durch einen Quellterm und eine Koppelfunktion beschrieben. Anschließend konnten mit Hilfe des Übertragungsverhaltens der Struktur Kenngrößen am Systemausgang ermittelt werden. Im letzten Teil wurden Möglichkeiten zur Minderung des Körperschalls für diese Struktur untersucht.

Inhalt

Inhalt	I
Abbildungsverzeichnis	III
Tabellenverzeichnis	VII
Abkürzungsverzeichnis	IX
Formelzeichen und Symbole	XI
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Aufgabenstellung.....	1
2 Theoretische Grundlagen	3
2.1 Körperschallkenngrößen bei verkoppelten Strukturen	3
2.1.1 Der Quellterm	4
2.1.2 Die Schnittstelle Quelle-Struktur	5
2.1.3 Der Strukturausgang	6
2.2 Minderung von Körperschall in verkoppelten Strukturen.....	7
2.2.1 Veränderung der Quelle	8
2.2.2 Veränderung der Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur.....	8
2.2.3 Veränderung der Struktur	8
3 Untersuchungsobjekt Bahnklimagerät	9
3.1 Aufbau.....	9
3.2 Funktion	10
3.2.1 Betriebszustände.....	11
3.3 Schwingungsquellen	11
3.3.1 Verdichter.....	12
3.3.2 Lüfter	12
4 Messtechnische Untersuchungen.....	15
4.1 Quantifizierung der Quellen.....	15
4.1.1 Blockierte Kraft.....	15
4.1.2 Freie Schnelle	16

4.1.3	Quellimpedanz	17
4.2	<i>Beschreibung der Struktureigenschaften</i>	17
4.2.1	Eingangsimpedanz und Übertragungsfunktion	17
4.3	<i>Analyse des Gesamtsystem</i>	18
5	Ergebnisse der Schwingungsmessung	21
5.1	<i>Dynamische Pratztenkräfte des Klimageräts</i>	21
5.2	<i>Vergleich von freier Schnelle und blockierter Kraft</i>	23
5.3	<i>Quellterm</i>	26
5.4	<i>Kenngößen an der Schnittstelle Quelle-Struktur</i>	30
5.4.1	Eingetragene Körperschalleistung	30
5.4.2	Dynamische Kraft an der Schnittstelle Quelle-Struktur	34
5.5	<i>Berechnung der dynamischen Pratztenkräfte des Klimageräts</i>	36
5.5.1	Berechnung für eine Quelle	36
5.5.2	Berechnung von Betriebszuständen mit mehreren Quellen	40
5.6	<i>Einflüsse auf die Messgenauigkeit</i>	43
5.7	<i>Einflüsse auf die Genauigkeit der Berechnung der Kenngößen</i>	44
6	Optimierungspotential des Systems	45
6.1	<i>Verwendung der anregungsschwächsten Quellen</i>	45
6.2	<i>Veränderung der Quelladmittanz</i>	46
6.3	<i>Veränderung der Strukturadmittanz</i>	47
6.4	<i>Verwendung anderer Verdichterlager</i>	48
7	Zusammenfassung	53
8	Ausblick	55
Literatur	57
Anlagen	59
1) Anregungsfrequenzen der Quellen	A-I
2) Berechnete eingetragene Körperschalleistung	A-III
3) Gemessene Pratztenkräfte	A-IX
4) Berechnete Pratztenkräfte	A-XI
Selbstständigkeitserklärung	A-XIII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prinzipbild einer Quelle mit einem Verbindungspunkt und den entsprechenden Größen	4
Abbildung 2: Prinzipbild Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur	5
Abbildung 3: Prinzipbild Empfängerstruktur mit Größen für Übertragungsfunktionen.....	6
Abbildung 4: Prinzipbild Gesamtsystem mit Übertragungsfunktionen	7
Abbildung 5: Aufbau Klimagerät ohne Deckel [Kun10]	9
Abbildung 6: Luftkreislauf des Klimageräts [Mad11]	10
Abbildung 7: Beschriftung der Komponenten im Klimagerät [Mad11]	11
Abbildung 8: Skizze Verdichter mit Beschriftung	12
Abbildung 9: Skizze Lüfter mit Beschriftung	13
Abbildung 10: Prüfstand zur Messung der blockierten Kraft am Beispiel eines großen Verflüssigerlüfters [Sei12].....	15
Abbildung 11: Messaufbau zur Messung der freien Schnelle der Verdichter	16
Abbildung 12: Messaufbau zur Impedanzmessung von Verdichter und Lüfter (am Beispiel eines Verflüssigerlüfters).....	17
Abbildung 13: Messaufbau Struktur [Mad11].....	18
Abbildung 14: Betrag der Pratzenkräfte des Klimageräts im Betrieb „Kühlen max“ für alle Pratzen in alle Richtungen (20 Hz bis 800 Hz)	21
Abbildung 15: Betrag der Pratzenkräfte des Klimageräts im Betrieb „Kühlen max“ für alle Punkte in alle Richtungen (mit Beschriftung der Grundanregungsfrequenz der Komponenten).....	22

Abbildung 16: Betrag der Pratztenkräfte des Klimageräts im Betrieb „Kühlen Teillast“ für alle Punkte in alle Richtungen (mit Beschriftung der Grundanregungsfrequenz der Komponenten)	23
Abbildung 17: Betriebsschnellepegel von GL2 - a) gemessen; b) aus v_{frei} berechnet; c) aus F_{block} berechnet	25
Abbildung 18: Betriebsschnellepegel von GL2 am Befestigungspunkt 2y	26
Abbildung 19: Betrag des Quellterms aller richtungsabhängigen Befestigungspunkte von „VD1 max“	27
Abbildung 20: Körperschallleistungspegel aller Quelltypen über alle Punkte und Richtungen energetisch addiert.....	28
Abbildung 21: richtungsabhängige Körperschallleistungspegel aller Quelltypen über alle Punkte energetisch addiert (mit globalem Koordinatensystem)	29
Abbildung 22: Betrag der Gesamtkörperschallleistung der beiden großen Lüfter	30
Abbildung 23: Pegel der Beträge der komplexen Koppelfunktionen aller Punkte und Richtungen von VD1	31
Abbildung 24: Betrag (oben) und Phase (unten) der Koppelfunktion und der Admittanzen von VD1 für den Punkt 2x	32
Abbildung 25: Betrag der Koppelfunktion aller Quelltypen über alle Punkte und Richtungen energetisch addiert.....	32
Abbildung 26: Betrag der von „VD1 max“ in die Struktur eingespeiste Leistung an allen Befestigungspunkten und in alle Richtungen.....	33
Abbildung 27: Betrag der eingespeisten Körperschallleistung in die Struktur über alle Punkte und Richtungen der jeweiligen Quelle energetisch addiert	34
Abbildung 28: Betriebskräfte aller Punkte und Richtungen von „VD1 max“	35
Abbildung 29: Betriebskräfte an der Schnittstelle von Quelle und Struktur für alle Quelltypen über alle Punkte und Richtungen energetisch addiert	36
Abbildung 30: Übertragungsfunktionen der Kraft für den Quellpunkt 1z von VD1	37

Abbildung 31: Übertragungsfunktionen der Kraft über alle Anregungspunkte von VD1 energetisch addiert.....	38
Abbildung 32: Übertragungsfunktionen der Kraft über alle Prätzen energetisch addiert für jeden Quellpunkt von VD1	38
Abbildung 33: Berechnete Prätzenkräfte bei Betrieb von „VD1 max“	39
Abbildung 34: Gemessene Prätzenkräfte bei Betrieb von „VD1 max“	40
Abbildung 35: Berechnete Prätzenkräfte im Betrieb „Kühlen nominal“	41
Abbildung 36: Gemessene Prätzenkräfte im Betrieb „Kühlen nominal“	41
Abbildung 37: Berechnete Prätzenkräfte im Betrieb „Kühlen Teillast“	42
Abbildung 38: Gemessene Prätzenkräfte im Betrieb „Kühlen Teillast“	43
Abbildung 39: Berechnete Gesamtkräfte an den Prätzen für „Kühlen nominal“ (Vergleich Ausgangsvariante und Variante nur mit besten Quellen)	45
Abbildung 40: Gesamtprätzenkräfte für „Kühlen nominal“ bei verschiedenen Quelladmittanzen der Verdichter (oben) und den entsprechenden Admittanzen für den Verbindungspunkt 2x (unten)	46
Abbildung 41: Gesamtprätzenkräfte für „Kühlen nominal“ bei verschiedenen Strukturadmittanzen der Verdichter (oben) und den entsprechenden Admittanzen für den Verbindungspunkt 2x (unten)	47
Abbildung 42: Messaufbau zur Messung der Eingangsimpedanz des Lagerrahmens der Verdichter.....	48
Abbildung 43: neues weiches Lager (links) und härteres Lager der Ausgangsvariante (rechts).....	49
Abbildung 44: Gesamtprätzenkräfte für „VD1 max“ für beide Lager (oben) und die entsprechenden Admittanzen für den Verbindungspunkt 2x (unten).....	50
Abbildung 45: Gesamtprätzenkräfte für „Kühlen nominal“ für beide Lager und Ausgangsvariante	51

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Betriebszustände des Klimageräts.....	11
Tabelle 2: Gesamtkörperschallleistungspegel aller Quellen.....	29
Tabelle 3: statische Federsteifigkeiten beider Lager.....	49

Abkürzungsverzeichnis

GL	großer Lüfter
Gl.	Gleichung
KL	kleiner Lüfter
P	Pratze
VD	Verdichter
VL	Verflüssigerlüfter
ZL	Zulüfter

Formelzeichen und Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
C_P	[-]	Leistungskoppelfaktor (<i>power coupling factor</i>)
c	[N/mm]	Federsteifigkeit
F	[N]	Kraft
F_{block}	[N]	Blockierte Kraft
F_P	[N]	Dynamische Kraft an Pratze (Pratzenkraft)
f	[Hz]	Frequenz
H_F	[-]	Übertragungsfunktion der Kraft
$H_{F \text{ ohne Lager}}$	[-]	Übertragungsfunktion der Kraft ohne Lager auf der Struktureingangsseite
H_P	[-]	Übertragungsfunktion der Leistung
H_v	[-]	Übertragungsfunktion der Schnelle
J_{term}	[W]	Quellleistungsterm (<i>terminal source strength</i>)
L_F	[dB rel. 1 N]	Kraftpegel
L_{Fges}	[dB rel. 1 N]	Gesamtkraftpegel
L_P	[dB rel. 1 W]	Körperschallleistungspegel
L_{Pges}	[dB rel. 1 W]	Gesamtkörperschallleistungspegel
L_v	[dB rel. 1 m/s]	Schallschnellepegel
m	[g]	Masse
P	[W]	Leistung
U	[V]	Spannung
v	[m/s]	Schallschnelle
v_{frei}	[m/s]	Freie Schnelle
Y	[m/Ns]	Admittanz
Y_{Lager}	[m/Ns]	Lageradmittanz
$Y_{ohne Lager}$	[m/Ns]	Struktureingangsadmittanz ohne Lager
$Y_{Struktur}$	[m/Ns]	Struktureingangsadmittanz
Y_{Quelle}	[m/Ns]	Quelladmittanz
Z	[Ns/m]	Impedanz
Z_{Lager}	[Ns/m]	Lagerimpedanz

$Z_{\text{ohne Lager}}$	[Ns/m]	Struktureingangsimpedanz ohne Lager
Z_{Struktur}	[Ns/m]	Struktureingangsimpedanz
Z_{Quelle}	[Ns/m]	Quellimpedanz
α	[-]	Admittanzverhältnis
φ	[°]	Phase
$\varphi_{\text{Struktur}}$	[°]	Phase der Strukturadmittanz
φ_{Quelle}	[°]	Phase der Quelladmittanz

<u>Symbole</u>	<u>Beschreibung</u>
----------------	---------------------

\underline{x}	komplexe Zahl x
$ x $	Betrag von x
\vec{x}	Vektor von x

1 Einleitung

In diesem Kapitel werden die Motivation und die Aufgabenstellung der Bachelorarbeit genannt.

1.1 Motivation

Für komplexe Systeme ist eine Prognose des Schwingverhaltens nicht immer mit geringem Aufwand und der gewünschten Genauigkeit prognostizierbar. Dies liegt zum einen an der Überlagerung von verschiedenen Schwingungsquellen, zum anderen aber auch an der komplexen Beschaffenheit der Empfängerstruktur eines solchen Systems. In der Praxis ist es jedoch wünschenswert, Kenngrößen des Körperschalls an bestimmten Punkten des Systems möglichst genau voraussagen zu können, um so kritische Arbeitspunkte zu vermeiden bzw. vorgegebene Grenzwerte einzuhalten. Weiterhin können anhand dieser Kenngrößen Möglichkeiten zur gezielten Verbesserung des Schwingverhaltens des Systems gefunden werden.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel der Arbeit ist es, die Schwingungsausbreitung in einem Klimagerät, das in Schienenfahrzeugen eingesetzt wird, systematisch zu beschreiben, wobei bereits bekannte Verfahren aus der Literatur zum Einsatz kommen können. Für die maßgeblichen Schwingungsquellen des Klimageräts ist dazu deren charakteristisches Anregungspotenzial zu bestimmen, das unabhängig von der Ankopplung an eine Struktur entsteht. Daraufhin sind die Koppelpunkte des Klimageräts als Einleitungspunkte von Schwingenergie in zweckmäßigen physikalischen Größen zu beschreiben. Für das Klimagerät sind anschließend Aussagen zur übertragenen Körperschallleistung zu treffen. Die übertragene Körperschallleistung soll sich dabei in einen Quellterm und einen Übertragungsterm aufteilen. Abschließend sind aus den Ergebnissen der Körperschallbeschreibung qualitative Minderungsmaßnahmen abzuleiten, die in ausgewählten Arbeitspunkten eine reduzierte Körperschallausbreitung im Klimagerät ermöglichen.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zur Berechnung von Körperschallkenngrößen bei verkoppelten Strukturen dargelegt. Weiterhin werden theoretische Möglichkeiten zur Minderung von Körperschall in solchen komplexen Schwingungssystemen genannt.

2.1 Körperschallkenngrößen bei verkoppelten Strukturen

Zur Beschreibung von Körperschall sind die wichtigsten Kenngrößen die dynamische Kraft \vec{F} sowie die Schnelle \vec{v} einer schwingenden Struktur an einem bestimmten Punkt. Aus dem Skalarprodukt beider Vektoren ergibt sich die Leistung P .

$$P = \vec{F} \times \vec{v} \quad (\text{Gl. 1})$$

Wird bei Körperschalluntersuchungen Kraft und Schnelle in gleicher Richtung betrachtet, vereinfacht sich diese grundlegende Gleichung allgemein zu

$$\underline{P} = \underline{F} \cdot \underline{v}. \quad (\text{Gl. 2})$$

Um bestimmte Strukturpunkte durch eine Größe charakterisieren zu können, wird zur Körperschallbeschreibung jedoch meist die Impedanz Z bzw. die Admittanz (Mobilität) Y verwendet. Dabei ist die komplexe Impedanz das Verhältnis von Kraft zu Schnelle in einem Punkt bzw. das Reziproke der Admittanz:

$$\underline{Z} = \frac{\underline{F}}{\underline{v}} = \frac{1}{\underline{Y}} \quad (\text{Gl. 3})$$

Zur Körperschallanalyse und -prognose von komplexen Systemen existieren verschiedene Möglichkeiten. Für modellbasierte Ansätze wie zum Beispiel die Finite-Elemente-Methode ist jedoch der notwendige Aufwand sehr groß, da das entsprechende FE-Modell der Struktur zeitaufwändig in allen Details erstellt werden muss. Eine Möglichkeit der Körperschallbeschreibung mit deutlich geringerem Aufwand stellt dagegen die Beschreibung aus den Ein- und Ausgangsgrößen einer Struktur dar. Hier kann zum Beispiel durch die Analogie zur Elektrotechnik die Struktur als Vierpol beschrieben werden. Der Vorteil einer solchen Herangehensweise ist, dass die komplette Struktur lediglich durch die Übertragungspfade und die Impedanzen ausreichend beschrieben werden kann und eine komplette Abbildung der Struktur nicht erforderlich ist. Diese Möglichkeit der Körperschallbeschreibung ist also dann von Vorteil, wenn nur die Körperschallkenngrößen am Systemeingang und -ausgang ermittelt werden sollen.

In dieser Arbeit soll daher mithilfe von Impedanzen und Übertragungsfunktionen die zu untersuchende Struktur systematisch beschrieben werden. Als theoretische Grundlage dient hierfür der Ansatz von Petersson [Pet87]. Er beschreibt die Übertragung von Körperschall einer Quelle in eine Empfängerstruktur, in dem er das Anregungspotential der Quelle und das Verhalten der Schnittstelle zwischen Struktur und Quelle durch zwei unabhängige Terme formuliert. Dabei beschreibt der Quellterm das strukturunabhängige Anregungspotential der Quelle und die Koppelfunktion die Übertragung der Quellleistung in die Struktur. Im zweiten Schritt soll dieser Ansatz mit den Übertragungsfunktionen der Empfängerstruktur kombiniert werden, um Aussagen über die Körperschallkenngrößen am Systemausgang treffen zu können.

2.1.1 Der Quellterm

Um die Körperschalleistung einer Quelle zu beschreiben, muss die dynamische Kraft und Schnelle am Ankopplungspunkt an eine mögliche Struktur bestimmt werden. Dabei ist zu beachten, dass beide Größen unabhängig von einer Empfängerstruktur sein sollen, um so ein strukturunabhängiges Anregungspotential der Quelle bestimmen zu können. Petersson und Mondot [Pet87] nennen diesen Quellterm, welcher die Körperschalleistung der Quelle beschreibt, *source descriptor*. Ohlrich [Ohl01] spricht hingegen von der *terminal source strength*. In jedem Fall bildet sich dieser Term aus der freien Schnelle und der blockierten Kraft der Quelle. Beide Größen stellen gewissermaßen Extremfälle von Kraft und Schnelle am Quellpunkt dar. Dabei ist die blockierte Kraft F_{block} die Kraft am theoretischen Verbindungspunkt zu einer Struktur bei einer Schnelle von $v = 0 \text{ ms}^{-1}$ und die freie Schnelle v_{frei} ist dementsprechend die Schnelle bei einer dynamischen Kraft von $F = 0 \text{ N}$ (vgl. Abb. 1). Praktisch ergibt sich demnach die freie Schnelle am Quellpunkt, wenn sich die Quelle im Betrieb befindet und frei aufgehängt ist. Die blockierte Kraft stellt sich hingegen dann am Kontaktpunkt ein, wenn die Quelle an einer unendlich steifen Struktur befestigt ist.

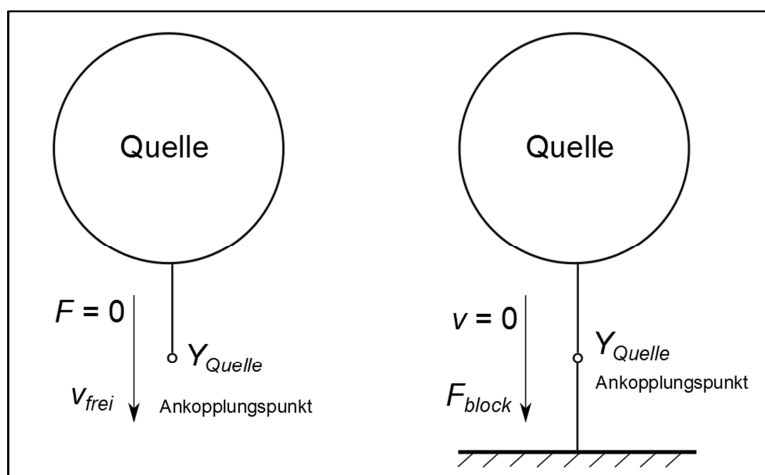


Abbildung 1: Prinzipbild einer Quelle mit einem Verbindungspunkt und den entsprechenden Größen

Ist die Quelladmittanz Y_{Quelle} bzw. Quellimpedanz Z_{Quelle} am Ankopplungspunkt bekannt, genügt zur Berechnung des Quellterms die freie Schnelle v_{frei} oder die blockierte Kraft F_{block} , da nach Fehse [Feh01] gilt:

$$\underline{Y}_{Quelle} = \frac{v_{frei}}{F_{block}} = \frac{1}{Z_{Quelle}} \quad (\text{Gl. 4})$$

Somit ergibt sich der Betrag des Quellterms $|J_{term}|$ aus den zeitlich gemittelten Quadraten der freien Schnelle $\overline{v_{frei}^2}$ für eine Quelle mit einem Verbindungspunkt nach Ohlrich [Ohl01] folgendermaßen

$$|J_{term}| = \frac{\overline{v_{frei}^2}}{|Y_{Quelle}|}. \quad (\text{Gl. 5})$$

Dieser Quellterm ermöglicht den Vergleich des Anregungspotentials mit anderen Quellen, beinhaltet jedoch keine Information bezüglich des Schwingungsvermögens der Quelle in einer realen Struktur.

2.1.2 Die Schnittstelle Quelle-Struktur

Um die Schwingung an der Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur beschreiben zu können, muss die Eingangsadmittanz bzw. Eingangsimpedanz der Empfängerstruktur ($Y_{Struktur}$ bzw. $Z_{Struktur}$) bekannt sein (vgl. Abb. 2).

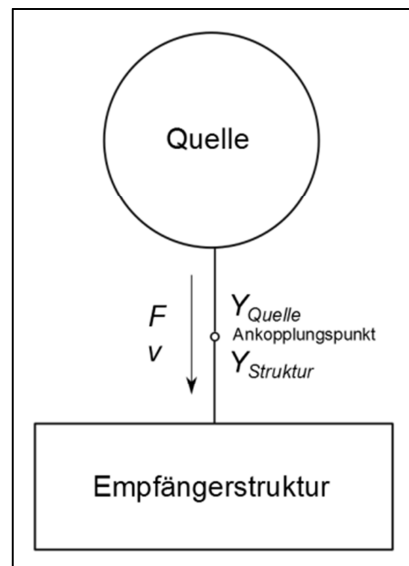


Abbildung 2: Prinzipbild Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur

Mithilfe dieser Größe und den Kenngrößen der Quelle (Quelladmittanz Y_{Quelle} und freie Schnelle v_{frei}) können Kraft und Schnelle an der Schnittstelle von Quelle und Struktur nach Ohlrich [Ohl01] berechnet werden.

$$\underline{F} = \frac{1}{\underline{Y}_{Quelle} + \underline{Y}_{Struktur}} v_{frei} \quad (\text{Gl. 6})$$

$$\underline{v} = \frac{\underline{Y}_{Struktur}}{\underline{Y}_{Quelle} + \underline{Y}_{Struktur}} v_{frei} \quad (\text{Gl. 7})$$

Um aus dem Quellterm die Leistung berechnen zu können, welche in die Struktur einge-
leitet wird, muss eine Koppelfunktion berechnet werden. Diese beschreibt die dynami-
schen Eigenschaften des Kontaktpunktes von Quelle und Struktur und kann als Filterfunk-
tion für den Quellterm verstanden werden. Sie wird von Ohlrich [Ohl01] *power coupling*
factor C_P genannt und aus den Admittanzen von Quelle \underline{Y}_{Quelle} und Struktur $\underline{Y}_{Struktur}$ wie
folgt berechnet, wobei $\varphi_{Struktur}$ die Phase der komplexen Strukturadmittanz ist:

$$\underline{C}_P = \frac{|\underline{Y}_{Quelle}| |\underline{Y}_{Struktur}|}{|\underline{Y}_{Quelle} + \underline{Y}_{Struktur}|^2} \cos \varphi_{Struktur} \quad (\text{Gl. 8})$$

Eine andere Form der Gleichung, bei der die Phasen und Beträge der komplexen Größen
voneinander gelöst stehen, gibt Ohlrich [Ohl01] mit der Phase der Quelladmittanz φ_{Quelle}
wie folgt an:

$$\underline{C}_P = \frac{\cos \varphi_{Struktur}}{\left| \frac{|\underline{Y}_{Quelle}|}{|\underline{Y}_{Struktur}|} + \frac{|\underline{Y}_{Struktur}|}{|\underline{Y}_{Quelle}|} + 2 \cos(\varphi_{Struktur} - \varphi_{Quelle}) \right|} \quad (\text{Gl. 9})$$

Das Produkt aus dem Betrag des Quellterms $|\underline{J}_{term}|$ und der Koppelfunktion \underline{C}_P ergibt
nach Ohlrich [Ohl01] die in die Struktur eingeleitete komplexe Leistung \underline{P} .

$$\underline{P} = |\underline{J}_{term}| \underline{C}_P \quad (\text{Gl. 10})$$

2.1.3 Der Strukturausgang

Um Kenngrößen der Schwingung am Ausgang der Empfängerstruktur berechnen zu kön-
nen, ist es notwendig das Übertragungsverhalten der Struktur zu kennen. Dieses kann
mithilfe von Übertragungsfunktionen für Kraft, Schnelle und Leistung beschrieben werden
(vgl. Abb. 3).

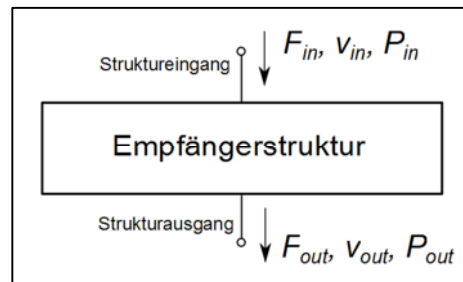


Abbildung 3: Prinzipbild Empfängerstruktur mit Größen für Übertragungsfunktionen

Aus den Kenngrößen am Struktureingang und am Strukturausgang lassen sich die entsprechenden Übertragungsfunktionen der Kraft, Schnelle und Leistung bilden.

$$\underline{H}_F = \frac{\underline{F}_{out}}{\underline{F}_{in}} \quad (\text{Gl. 11})$$

$$\underline{H}_v = \frac{\underline{v}_{out}}{\underline{v}_{in}} \quad (\text{Gl. 12})$$

$$\underline{H}_P = \frac{\underline{P}_{out}}{\underline{P}_{in}} \quad (\text{Gl. 13})$$

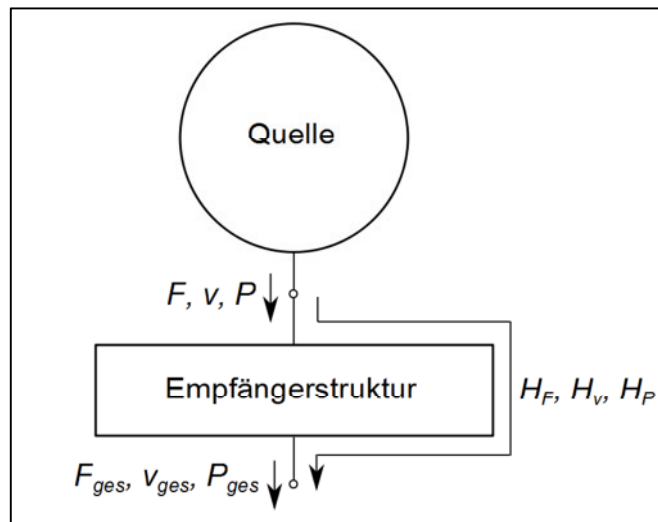


Abbildung 4: Prinzipbild Gesamtsystem mit Übertragungsfunktionen

Mit diesen Übertragungsfunktionen lassen sich aus den berechneten Kenngrößen an der Schnittstelle (siehe 2.1.2) die Kenngrößen am Ausgang des Gesamtsystems berechnen (vgl. Abb. 4).

Damit ergeben sich die Gesamtkraft, Gesamtschnelle und Gesamtleistung wie folgt:

$$\underline{F}_{ges} = \underline{F} \cdot \underline{H}_F \quad (\text{Gl. 14})$$

$$\underline{v}_{ges} = \underline{v} \cdot \underline{H}_v \quad (\text{Gl. 15})$$

$$\underline{P}_{ges} = \underline{P} \cdot \underline{H}_P \quad (\text{Gl. 16})$$

2.2 Minderung von Körperschall in verkoppelten Strukturen

Zur Minderung von Körperschall in verkoppelten Strukturen gibt es prinzipiell drei Ansätze. Zum einen kann durch Beeinflussung der Quelle die Ursache des Körperschalls minimiert werden. Zum anderen kann die Schnittstelle zwischen Quelle und Empfängerstruktur beeinflusst werden. Als dritte Möglichkeit ist hier die Möglichkeit der konstruktiven Veränderung der Empfängerstruktur zu nennen.

2.2.1 Veränderung der Quelle

Die Veränderung der Quelle ist die beste Möglichkeit zur Schwingungsreduzierung, da so gezielt die Ursache des Körperschalls behoben werden kann. Praktisch kann eine Verbesserung zum Beispiel durch eine geringere Unwucht des Rotors oder durch einen schwingungsärmeren Aufbau der Quelle erreicht werden. Eine weitere Möglichkeit kann aber auch die Verwendung einer komplett anderen Quellart sein, welche auf Grund ihrer Funktionsweise ein geringeres oder günstigeres Anregungsspektrum aufweist.

2.2.2 Veränderung der Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur

Durch Veränderung der Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur kann der Eintrag von Körperschall in die Empfängerstruktur verringert werden. Dazu kann als erstes die Quelle durch Federelemente entkoppelt werden. Hierbei ist die Lage der Resonanzfrequenz des so geschaffenen Feder-Masse-Systems zu beachten, damit auch eine Verringerung des Schwingungseintrags erreicht wird. Um jedoch bereits in der Planungsphase einer Maschine konstruktive Maßnahmen zu treffen, gibt es weitere Möglichkeiten, welche unter anderem von Fehse [Feh06] untersucht wurden. Dazu gehört zum Beispiel die Veränderung der Strukturimpedanz am Verbindungspunkt mit der Quelle. Durch eine hohe Impedanz bzw. eine niedrige Admittanz der Struktur lässt sich der Eintrag der Körperschallleistung verringern. Dies kann zum Beispiel durch eine Masseerhöhung oder durch eine Versteifung an diesem Punkt erreicht werden. Ein weiterer Ansatz zur Minderung des Körperschalleintrags in die Struktur ist die Positionsänderung der Verbindungspunkte von Quelle und Struktur. Dieser Einfluss der Quellposition an einer gegebenen Struktur wurde bereits ebenfalls von Fehse [Feh06] untersucht. Er zeigte für eine Teststruktur, dass die geringste Körperschallleistung dann in eine Empfängerstruktur übertragen wird, wenn die Quelle dort montiert ist, wo sich in Anregungsrichtung die größte Eingangsimpedanz der Struktur befindet.

2.2.3 Veränderung der Struktur

Konstruktive Veränderungen der Struktur können den Eintrag von Körperschallleistung in die Empfängerstruktur und deren Übertragung vom Ein- zum Ausgang der Struktur beeinflussen. Solche Maßnahmen führen jedoch nicht zwangsweise zur Minderung von Körperschall, sondern können auch Schwingungen in der Struktur bzw. am Systemausgang verstärken. Die konstruktiven Veränderungen können sich dabei entweder auf ausgewählte Teilbereiche oder auf die gesamte Struktur beziehen. Zu diesen Maßnahmen zählt die gezielte Änderung von Form, Masse und Steifigkeit, welche wiederum durch Materialart und Geometrie angepasst werden kann.

3 Untersuchungsobjekt Bahnklimagerät

In diesem Kapitel wird das untersuchte Bahnklimagerät als komplexes schwingendes System vorgestellt. Dabei werden die wichtigsten Schwingungsquellen sowie die Funktion des gesamten Geräts und wesentliche Betriebszustände beschrieben.

3.1 Aufbau

Bei dem untersuchten Bahnklimagerät handelt es sich um eine Anlage zur Fahrgastraumklimatisierung im Hochgeschwindigkeitseinsatz, welches am Ende eines Wagens auf dem Dach montiert wird. Prinzipiell kann das Gerät in zwei Bereiche gegliedert werden. Zum einen in die Verdichter-Verflüssiger-Sektion, die im Wesentlichen aus vier Verflüssigerlüftern, zwei Verdichtern und den Verflüssigern besteht, und zum andern in die Luftbehandler-Sektion, welche die beiden Zulüfter, den Verdampfer und den Heizer beinhaltet. [Kun10]

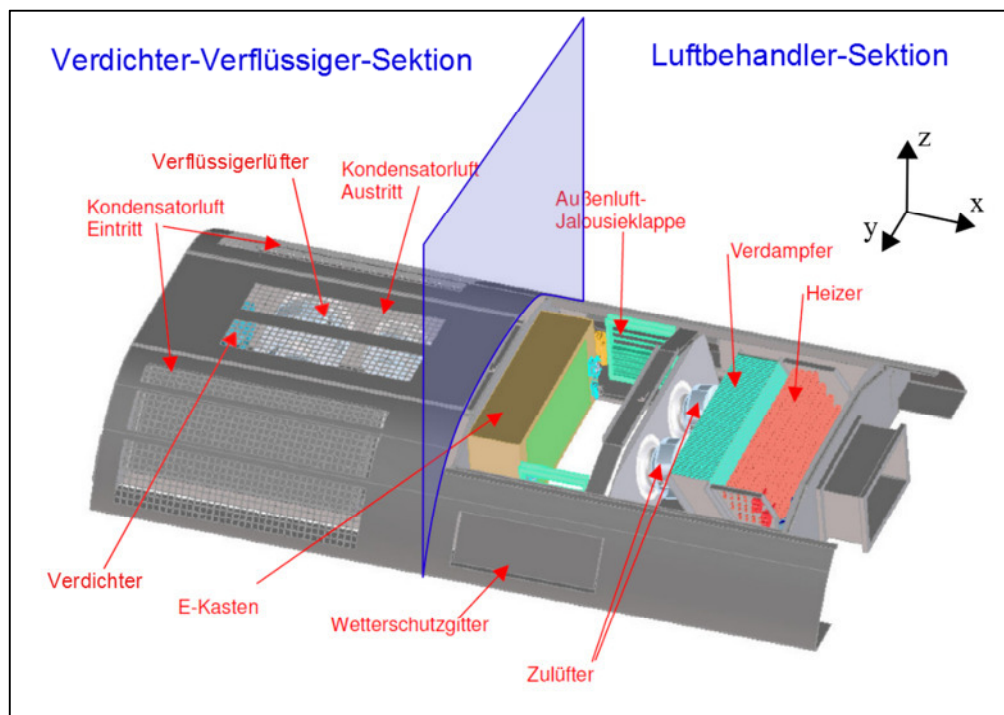


Abbildung 5: Aufbau Klimagerät ohne Deckel [Kun10]

Das gesamte Gerät ist mit Aluminiumblechen verkleidet und hat eine Masse von 970 kg. Die äußere Abmessung beträgt ca. $3500 \times 1600 \times 510 \text{ mm}^3$.

3.2 Funktion

Die Funktion des untersuchten Bahnklimageräts ist die Kühlung und Beheizung des Fahrgastinnenraums eines Personenwagens. Dazu wird in der Luftbehandler-Sektion die Außenluft erhitzt bzw. abgekühlt und mithilfe der Zulüfter in den Fahrgastinnenraum transportiert (vgl. Abb. 5 und Abb. 6). Die Zulüfter sind daher unabhängig vom Betriebszustand des Geräts (Kühl- oder Heizvorgang) immer in Betrieb.

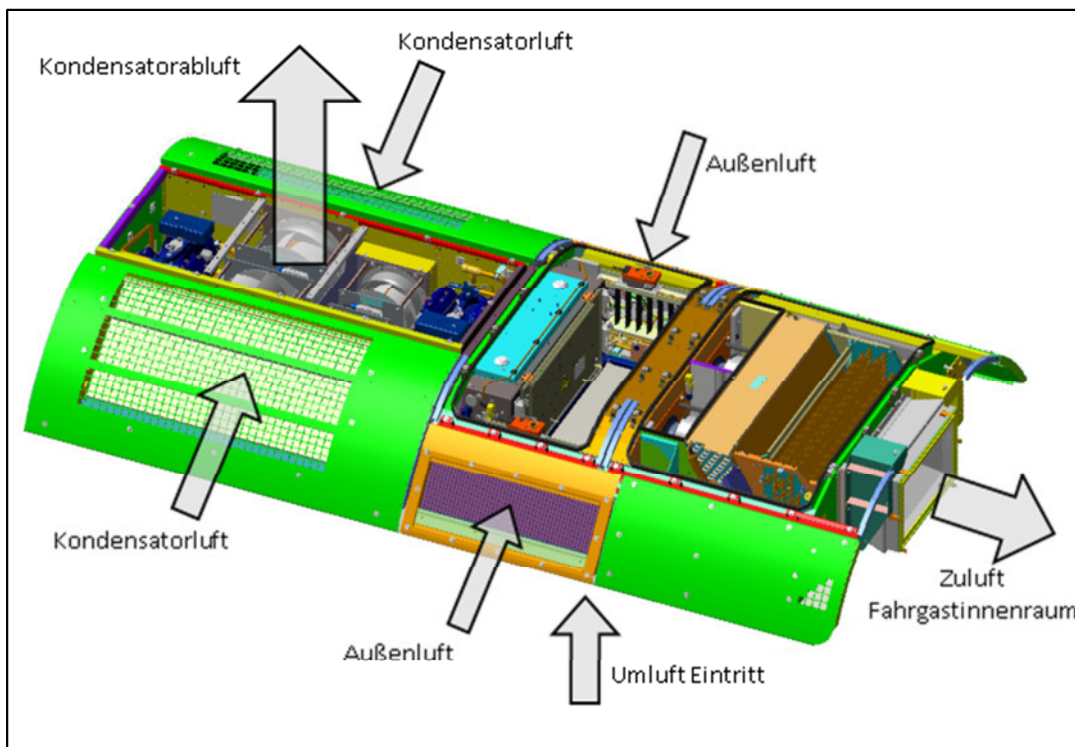


Abbildung 6: Luftkreislauf des Klimageräts [Mad11]

Die Kühlfunktion ist aus schwingungstechnischer Sicht wesentlich kritischer, da hierbei abhängig vom Betriebszustand neben den Zulüftern verschiedene Kombinationen von Verflüssigerlüftern und Verdichtern in Betrieb sind. Prinzipiell wird bei allen Kühlvorgängen Kältemittel im Kühlkreislauf durch die Verdichter komprimiert. Das so verflüssigte Kältemittel durchströmt die Kondensatoren, wobei Wärme abgegeben wird. Diese Abwärme wird durch die Verflüssigerlüfter abgeführt, indem diese Luft durch die Kondensatoren hindurch ansaugen und somit die warme Luft nach oben durch ein gelochtes Gehäuseblech aus dem Gerät blasen. Beide Verdichter sind jeweils an einem eigenen Kühlkreislauf angeschlossen und können unabhängig voneinander in Betrieb genommen werden. So wird eine feinere Abstufung der Kühlleistung möglich. In der Luftbehandler-Sektion wird in ähnlicher Weise wie beim Heizen Außenluft angesaugt, gekühlt und in den Fahrgastinnenraum geblasen. Die von außen angesaugte Luft kann zusätzlich für beide Betriebsarten mit Umluft aus dem Fahrgastinnenraum vermischt werden. Dafür befindet sich eine Öffnung an der Unterseite der Luftbehandler-Sektion. Die Zuluftmenge, welche in den Fahrgastinnenraum geblasen werden kann, beträgt $3300 \text{ m}^3/\text{h}$ beim Kühlen bzw. $2600 \text{ m}^3/\text{h}$ beim Heizen.

Die Heizleistung des Klimageräts liegt bei 38 kW, die Kühlleistung in Abhängigkeit von Parametern der Außenluft bei bis zu 39 kW.

3.2.1 Betriebszustände

Die Zustände der einzelnen Komponenten sind für die wichtigsten Betriebszustände des Klimageräts in Tabelle 1 aufgelistet. Dabei ist „Kühlen nominal“ der normale Kühlbetrieb und „Kühlen max“ das maximale Kühlen unter voller Last aller Komponenten beider Kühlkreisläufe. Alle Komponenten werden mit 440 V Wechselspannung und einer Wechselspannungsfrequenz von 60 Hz betrieben. Die Beschriftung der Komponenten ist Abbildung 7 zu entnehmen.

Betriebszustand	Zulüfter 1 und 2	Kältekreis 1			Kältekreis 2		
		Verdichter (VD1)	Kondensatorlüfter		Verdichter (VD2)	Kondensatorlüfter	
			400er VL1 (GL1)	280er VL2 (KL1)		400er VL3 (GL2)	280er VL4 (KL2)
Kühlen nominal	volle Leistung	4 Zylinder	an	aus	4 Zylinder	an	aus
Kühlen Teillast	volle Leistung	2 Zylinder	an	geringe Leistung	2 Zylinder	an	geringe Leistung
Kühlen max	volle Leistung	4 Zylinder	an	volle Leistung	4 Zylinder	an	volle Leistung
Lüften max	volle Leistung	aus	aus	aus	aus	aus	aus

Tabelle 1: Betriebszustände des Klimageräts

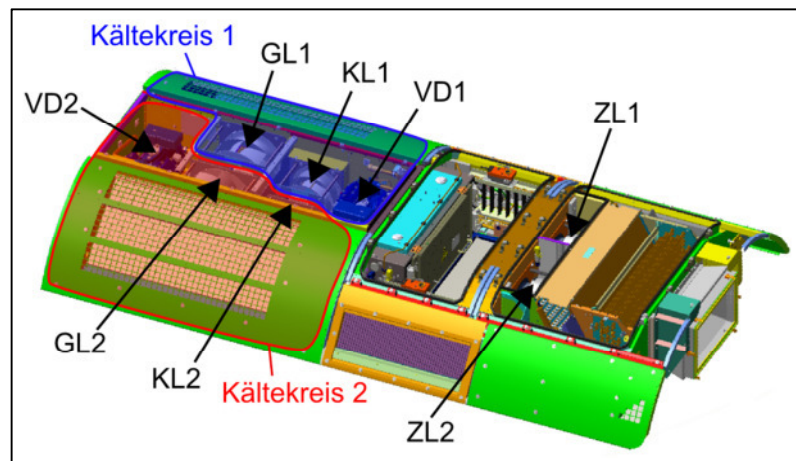


Abbildung 7: Beschriftung der Komponenten im Klimagerät [Mad11]

3.3 Schwingungsquellen

Zu den Hauptschwingungsquellen gehören die 6 Lüfter (2 Zulüfter, 4 Verflüssigerlüfter) und die beiden Verdichter, da diese Komponenten schnell rotierende Bauteile beinhalten.

3.3.1 Verdichter

In der Verdichter-Verflüssiger-Sektion befinden sich die zwei Verdichter des Klimageräts. Dabei handelt es sich um halbhermetische Hubkolbenverdichter mit jeweils vier Zylindern, welche sich durch das Abschalten einer Zylinderbank in ihrer Leistung verringern lassen [Kun10]. Die Drehzahl der Verdichter beträgt 1750 U/min und ihre Masse liegt bei ca. 113 kg. Die Verdichter werden über vier Gummilager mit dem Klimagerät verschraubt und sind weiterhin über Rohrleitungen mit dem jeweiligen Kältekreislauf verbunden. Die Befestigung der Leitungen an der Struktur erfolgt mit Entkopplungselementen, um eine Schwingungseinleitung zu verringern.

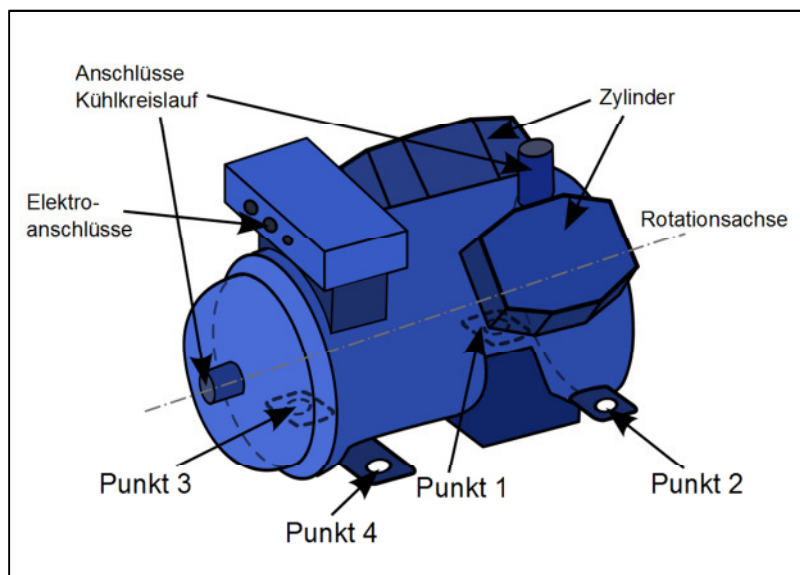


Abbildung 8: Skizze Verdichter mit Beschriftung

3.3.2 Lüfter

Bei den 6 Lüftern handelt es sich um Radiallüfter mit 8 rückwärtsgekrümmten Schaufeln. Der prinzipielle Aufbau ist für aller Verflüssigerlüfter und Zulüfter gleich. Bei den vier Verflüssigerlüftern gibt es zwei größere mit einem Laufraddurchmesser von 400 mm und zwei kleinere mit einem Laufraddurchmesser von 280 mm. Die Zulüfter haben die gleiche Größe wie die kleinen Verflüssigerlüfter, besitzen jedoch auf Grund der flacheren Laufrad-Motor-Einheit ein etwas kompakteres Gehäuse. Das Gewicht der 6 Lüfter liegt bei jeweils ca. 10 kg. Für die kleinen Lüfter kann zwischen den Anschlussarten Stern- und Dreieckschaltung gewechselt werden, was zu zwei unterschiedlichen Drehzahlen führt. Diese liegen für den kleinen Verflüssigerlüftern bei 2550 U/min und 3180 U/min und für die Zulüfter bei 2210 U/min und 2990 U/min. Die großen Verflüssigerlüfter werden nur über Dreieckschaltung betrieben und erreichen so eine Drehzahl von 1580 U/min.

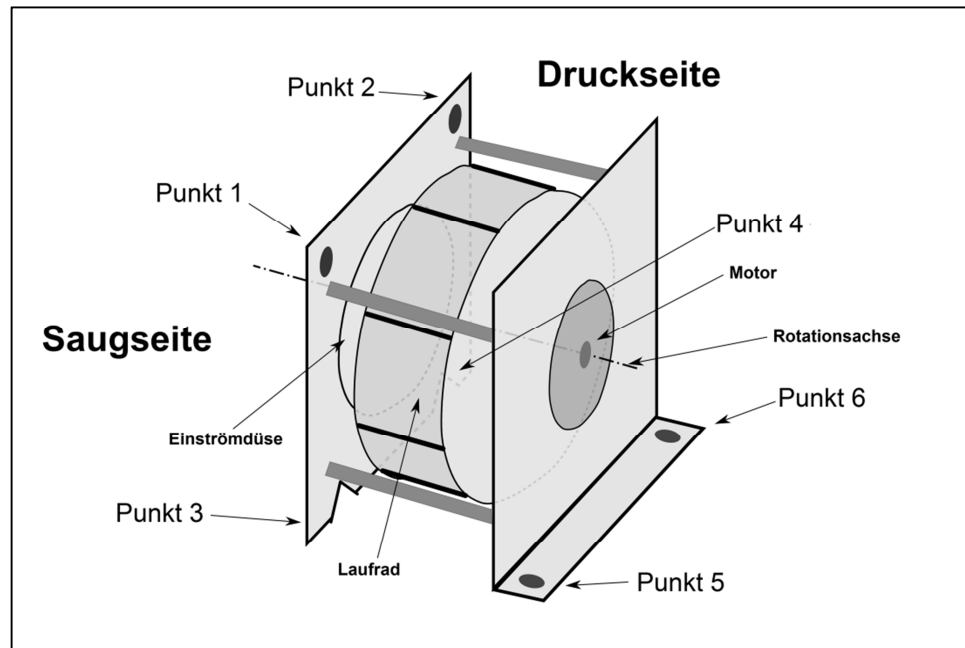


Abbildung 9: Skizze Lüfter mit Beschriftung

Alle Lüfter werden über 6 Punkte im Gerät befestigt. Alle Verbindungspunkte werden mit der Struktur verschraubt. Eine Ausnahme bilden die unteren Punkte 3 und 4 der vier Verflüssigerlüfter, welche mittels Klemmungen fest mit der Struktur verbunden werden (vgl. Abb. 8).

4 Messtechnische Untersuchungen

Im folgenden Kapitel werden die verschiedenen Messaufbauten zur Bestimmung der erforderlichen Kenngrößen beschrieben sowie die Messung der dynamischen Kräfte an den Pratzen des Klimageräts für ausgewählte Betriebszustände.

4.1 Quantifizierung der Quellen

Um die verschiedenen Quellen beschreiben zu können, wurden zum einen die blockierten dynamischen Anregungskräfte und zum anderen die freien Schnellen bestimmt. Im nächsten Schritt wurden für alle Quellen die Quellimpedanzen an den Befestigungspunkten gemessen.

4.1.1 Blockierte Kraft

Die Messung erfolgte wie bereits in „Praxisbericht – Akustik- und Schwingungsuntersuchungen an Radiallüftern“ Kapitel 3.2.1 [Sei12] beschrieben wurde. Die Quelle ist dafür auf ein Spannfeld montiert und wird dort in Betrieb genommen. Mittels triaxialer Kraftsensoren zwischen Quelle und Spannfeld konnten so die dynamischen Anregungskräfte an den Befestigungspunkten gemessen werden (vgl. Abb. 10), welche auf Grund der großen Masse des Spannfelds annähernd den blockierten Kräften der Quelle entsprechen.

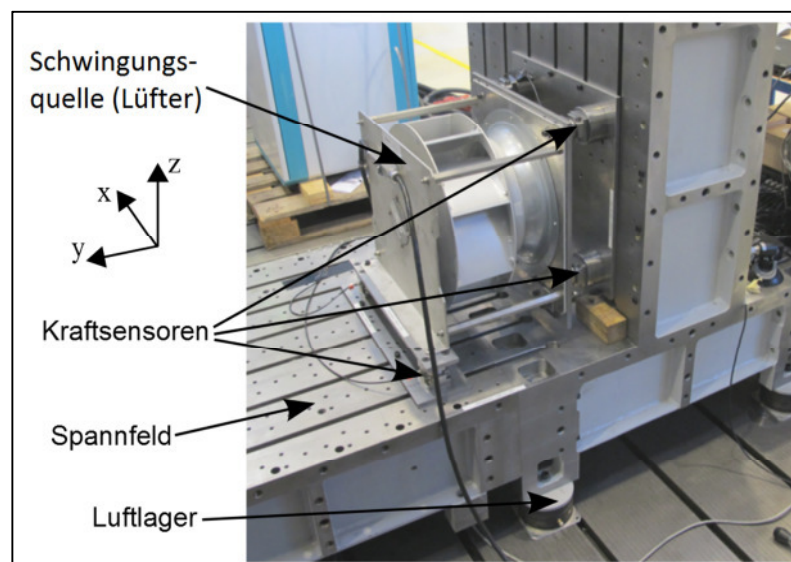


Abbildung 10: Prüfstand zur Messung der blockierten Kraft am Beispiel eines großen Verflüssigerlüfters [Sei12]

Das Verfahren zur Bestimmung der blockierten Kraft wurde nur für die 6 Lüfter angewendet, jedoch nicht für die Verdichter. Grund dafür sind die erforderlichen Betriebsbedingungen des Verdichters, da dieser nur bei Anschluss im Kältekreislauf unter der realen Betriebslast arbeitet und diese für die richtige Bestimmung des Anregungspotentials entscheidend ist. Das in Abbildung 10 dargestellte Koordinatensystem bezieht sich nur auf die Verflüssigerlüfter des Klimageräts. Für die Zulüfter müssen bei der Messung x- und y-Richtung vertauscht werden, da diese um 90° gedreht im Gerät befestigt sind und nur so eine stets korrekte Richtungszuordnung zum Gesamtsystem ermöglicht werden kann.

4.1.2 Freie Schnelle

Zur Messung der freien Schnelle wurden die Quellen federnd aufgehängt, um somit eine möglichst geringe Ankopplung an die Umgebung zu erlangen. Von der betriebenen Quelle wurden dann die Schnellen an den Befestigungspunkten mit triaxialen Beschleunigungssensoren gemessen. Um für alle Quellen eine gleichermaßen weiche Aufhängung zu erreichen, wurden die Lüfter mit Gummibändern und die schwereren Verdichter mit einer Stahlfeder aufgehängt (vgl. Abb. 11). Die Resonanzfrequenzen der so entstandenen Feder-Masse-Systeme lagen deutlich unterhalb des interessierenden Frequenzbereichs. Zusätzlich waren die Verdichter während der Messung über die Rohrleitungen mit dem Klimagerät verbunden, da nur so der reale Betrieb der Verdichter im lastabhängigen Arbeitspunkt erreicht werden konnte. Die Verbindung der Rohrleitungen mit der Struktur erfolgt jedoch durch weiche Entkopplungselemente, womit die Aufhängung der Verdichter als hinreichend frei betrachtet werden kann.

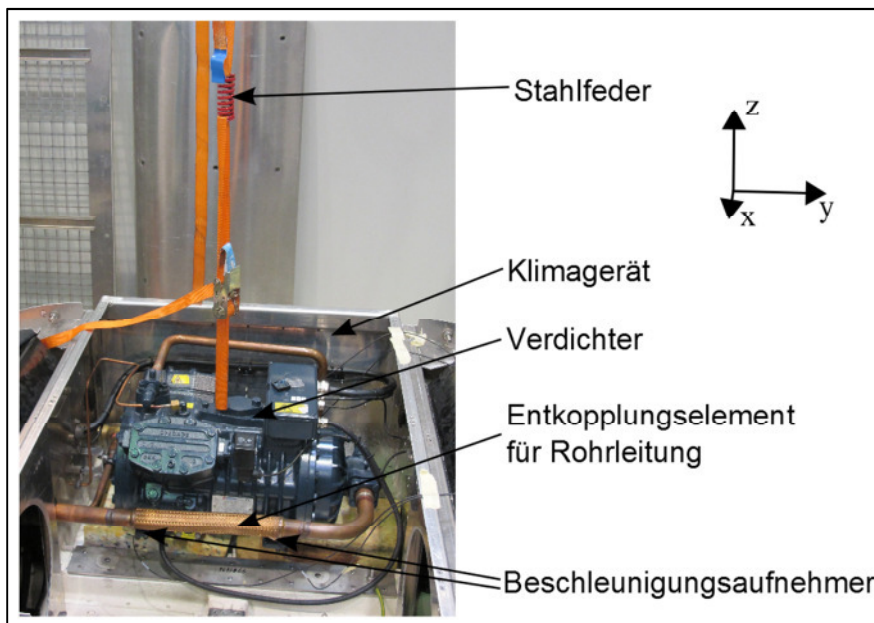


Abbildung 11: Messaufbau zur Messung der freien Schnelle der Verdichter

4.1.3 Quellimpedanz

Für die Messung der Impedanzen an den Befestigungspunkten der Quellen wurden diese, ähnlich wie bei Bestimmung der freien Schnellen, federnd an Gummibändern bzw. einer Stahlfeder frei aufgehängt. Ein Inertialmasseshaker regte die Quelle an jedem Befestigungspunkt in alle drei Raumrichtungen mit einem Sinus-Sweep im Bereich von 8 Hz bis 5 kHz an. Die Impedanzen wurden dabei mit einem Impedanzmesssensor bestimmt, welcher zwischen Shaker und Befestigungspunkt angeklebt war. Dieser misst gleichzeitig und phasenrichtig die dynamische Kraft und Beschleunigung am jeweiligen Punkt, woraus die Impedanz ermittelt werden kann. Die räumliche Zuordnung der Richtungen bezieht sich auch hier auf das globale Koordinatensystem des gesamten Klimageräts. Die Zuordnung der Richtungen des Lüfters in Abbildung 12 gilt somit wie in Abbildung 10 für einen Verflüssigerlüfter. Für die Messung der Zulüfter wurden x- und y-Richtung, wie in 4.1.1 beschrieben, vertauscht, um einen einheitlichen Bezug zum Gesamtsystem zu haben.

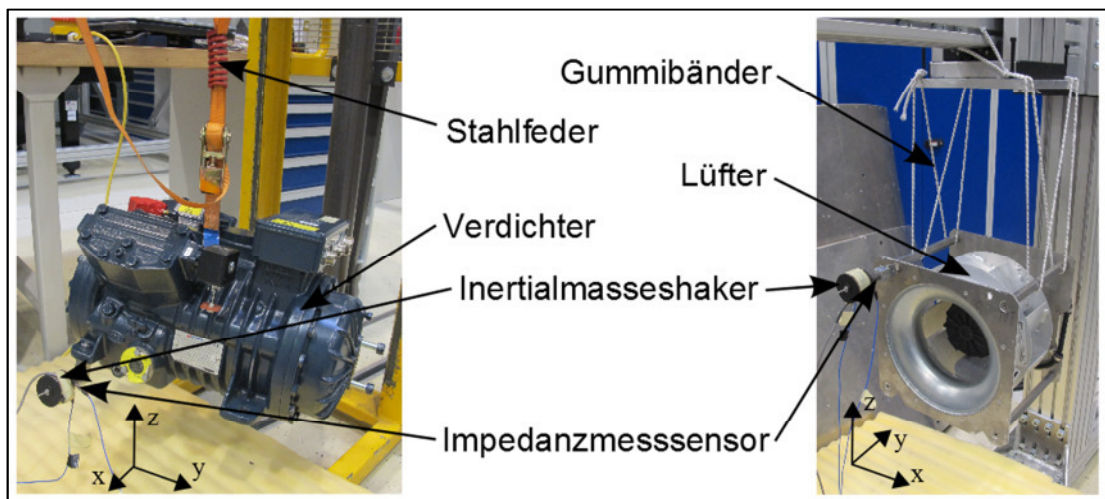


Abbildung 12: Messaufbau zur Impedanzmessung von Verdichter und Lüfter (am Beispiel eines Verflüssigerlüfters)

4.2 Beschreibung der Struktureigenschaften

Die messtechnischen Untersuchungen der Gerätstruktur erfolgten am Klimagerät ohne äußere Verkleidungsbleche, jedoch mit allen eingebauten Lagern. Zur Beschreibung der Struktur wurden die Eingangsimpedanzen des Klimageräts an allen Quellbefestigungspunkten und die Übertragungsfunktionen der dynamischen Kräfte von den Struktureingängen zu den Gerätepratzen gemessen, welche zur Befestigung am Wagon dienen.

4.2.1 Eingangsimpedanz und Übertragungsfunktion

Die Messung der Strukturimpedanzen (Eingangsimpedanzen der Struktur) erfolgte an den Verbindungspunkten von Quelle und Struktur in alle drei Richtungen des Raumes. Dafür wurde die jeweilige Quelle ausgebaut und der Shaker mit Impedanzmesssensor an jeden

Verbindungspunkt der Quelle an die Struktur angeklebt (wie bei der Messung der Quellimpedanzen in 4.1.3). Um parallel die Übertragungsfunktion zwischen Eingangskraft am Impedanzmesssensor und der Kraft am Strukturausgang (Pratze des Klimageräts) zu erhalten, wurde das gesamte Klimagerät an jeder der 6 Pratzen auf Kraftmesssensoren gestellt. Diese wurden zum einen mit den Pratzen und zum anderen mit dem Fundament fest verschraubt. In Abbildung 13 sind der Messaufbau und die Nummerierung der Pratzen dargestellt.

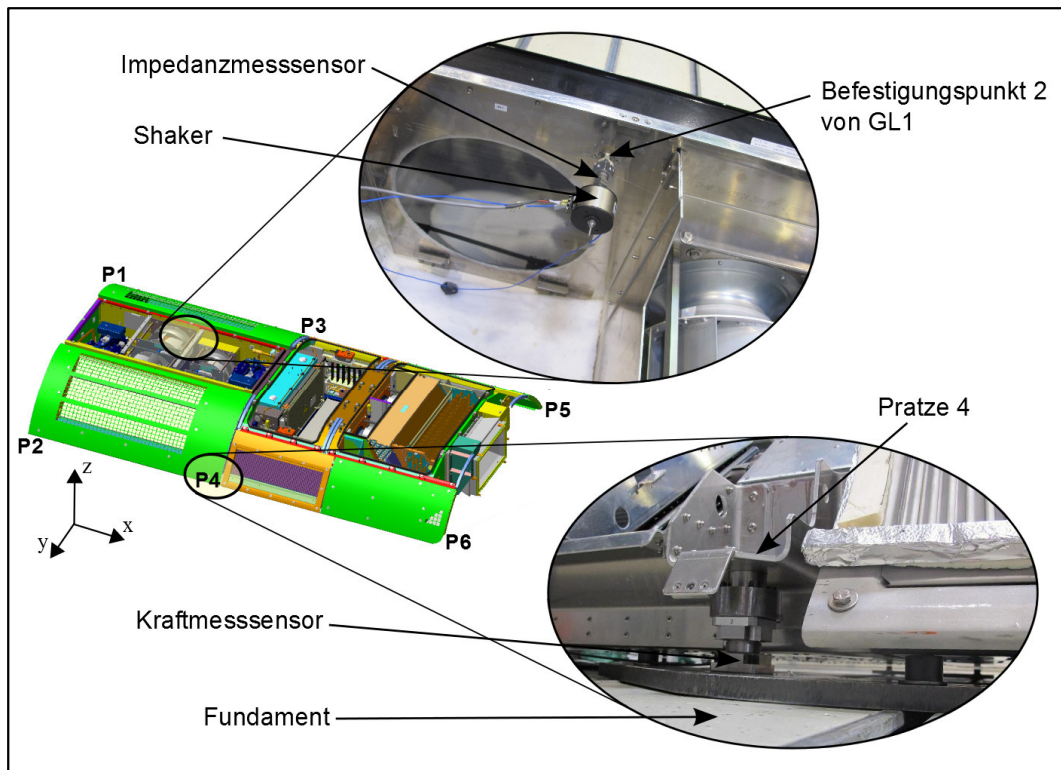


Abbildung 13: Messaufbau Struktur [Mad11]

Aus den drei Richtungen x , y und z der 44 Befestigungspunkte aller Quellen (6 Lüfter mit 6 Befestigungspunkten und 2 Verdichter mit 4 Befestigungspunkten) und den 6 Pratzen des Klimageräts in den drei Raumrichtungen ergeben sich 2376 Übertragungsfunktionen. Die Anregung der Struktur durch den Shaker erfolgte auch hier mit einem Sinus-Sweep im Bereich von 8 Hz bis 5 kHz.

4.3 Analyse des Gesamtsystem

Um die Berechnungen aus den Kenngrößen der einzelnen Systembestandteile mit den realen Messergebnissen des Gesamtsystems vergleichen zu können, wurden die dynamischen Kräfte an den Pratzen des Klimageräts sowie Betriebsbeschleunigungen an ausgewählten Punkten für verschiedene Betriebszustände gemessen. Die Messung der Kräfte an den Pratzen erfolgte in gleicher Weise wie bei der Messung der Übertragungsfunktionen. Zusätzlich wurden für einige Quellen die Betriebsbeschleunigungen auf den Verbindungspunkten von Struktur und Quelle mit triaxialen Beschleunigungssensoren ge-

messen. Hierfür fand jedoch keine künstliche Anregung des Systems statt, sondern die reale Strukturanregung durch die tatsächlichen Quellen (Verdichter und Lüfter) in verschiedenen Betriebszuständen. Neben den in Tabelle 1 unter 3.2.1 aufgelisteten komplexen Betriebszuständen wurden auch die Pratzenkräfte und Betriebsbeschleunigungen für den Betrieb von einzelnen Schwingungsquellen im Klimagerät gemessen.

5 Ergebnisse der Schwingungsmessung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Messungen dargestellt und diskutiert. Dazu werden als erstes die Messungen der dynamischen Kräfte an den Pratzen des Klimageräts für zwei ausgewählte Betriebszustände ausgewertet. Anschließend werden verschiedene Körperschallkenngrößen berechnet und diskutiert. Im letzten Teil des Kapitels werden die dynamischen Kräfte an den Pratzen des Klimageräts aus den gemessenen bzw. berechneten Körperschallkenngrößen ermittelt und mit den anfangs diskutierten realen Pratzenkräften verglichen.

5.1 Dynamische Pratzenkräfte des Klimageräts

Um zu erkennen, wo die kritischen Frequenzen des Gesamtsystems liegen bzw. welche Betriebszustände des Klimageräts zu den stärksten Körperschallanregungen an den Pratzen führen, werden zuerst die Messungen der dynamischen Kräfte an den Pratzen ausgewertet. Dazu wird zunächst der Betriebszustand „Kühlen max“ betrachtet, da für diesen Betriebszustand alle Quellen im maximalen Betrieb arbeiten und somit auch die größten Kräfte an den Pratzen des Klimageräts zu erwarten sind.

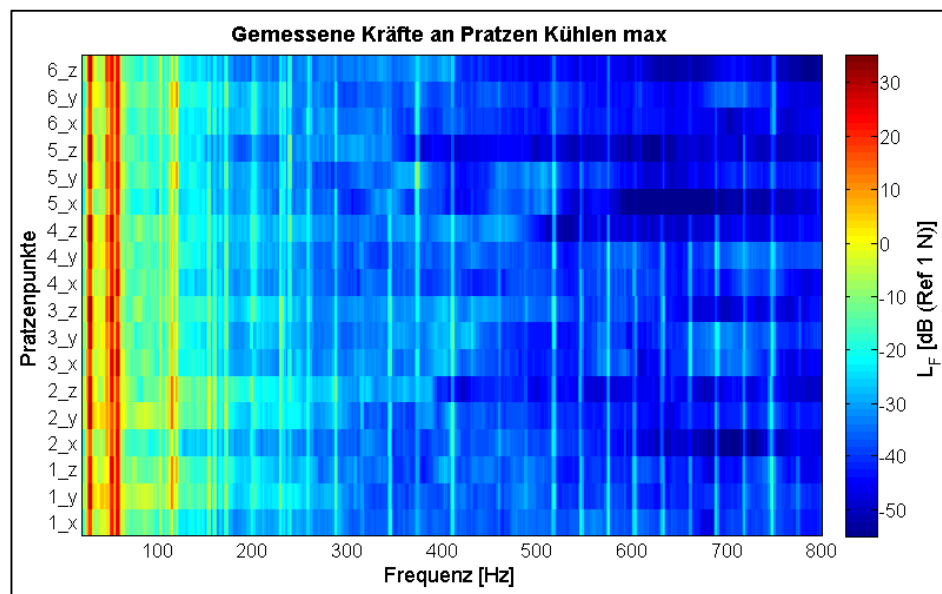
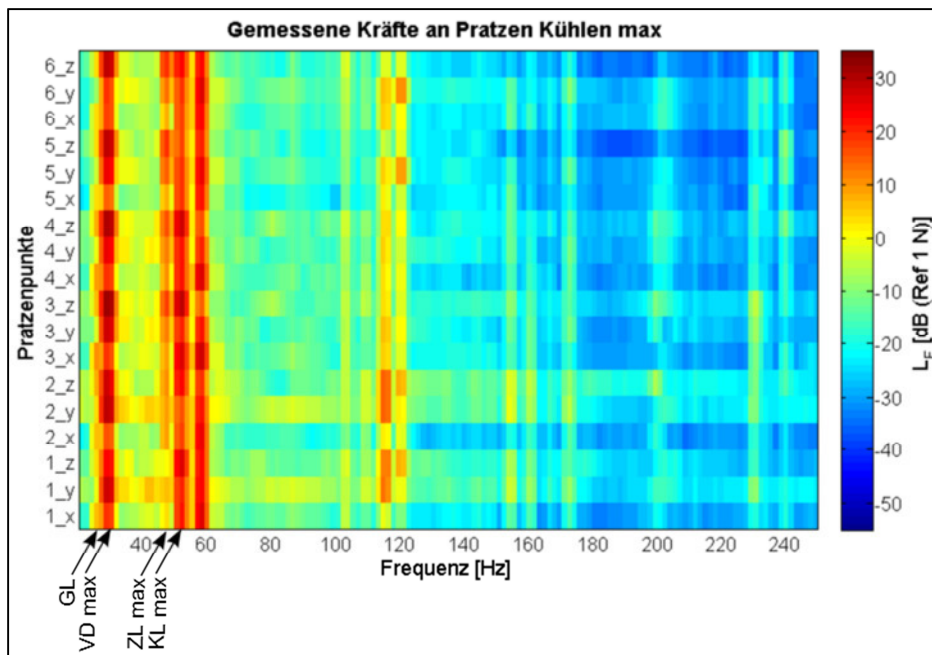


Abbildung 14: Betrag der Pratzenkräfte des Klimageräts im Betrieb „Kühlen max“ für alle Pratzen in alle Richtungen (20 Hz bis 800 Hz)

Abbildung 14 zeigt die dynamischen Kräfte an den Pratzen als Kraftpegel im Frequenzbereich 20 Hz bis 800 Hz. Dabei ist an der waagerechten Achse die Frequenz abgetragen und an der senkrechten Achse sind die 6 Pratzen in x-, y- und z-Richtung dargestellt. Die Höhe des Kraftpegels kann mithilfe der Farbskala am rechten Diagrammrand bestimmt

werden. Es zeigt sich, dass die höchsten Kraftpegel im unteren Frequenzbereich auftreten. Aus diesem Grund wird für die folgenden Auswertungen nur der Bereich von 20 Hz bis 250 Hz betrachtet.

Schaut man sich nun diesen definierten Frequenzbereich näher an, stellt man in Abbildung 15 im Bereich zwischen 20 Hz und 60 Hz die größten dynamischen Kräfte fest. Weiterhin sind oberhalb von 60 Hz zwei deutliche Peaks bei ca. 115 Hz und 120 Hz zu erkennen und eine Reihe schwächere Harmonische über den gesamten Frequenzbereich. Die Peaks im unteren Frequenzbereich bis 60 Hz können den Grundanregungsfrequenzen der verschiedenen Quellen zugeordnet werden (vgl. Anhang 1: „Anregungsfrequenzen der Quellen“). Der stärkste Peak bei ca. 29 Hz entspricht der Grundanregungsfrequenz der Verdichter, die durch die periodischen Kraftimpulse der Zylinder auf die Kurbelwelle erzeugt wird. Dieser überdeckt die Grunddrehfrequenz der großen Verflüssigerlüfter, welche bei ca. 26 Hz liegt. Die Peaks bei 48 Hz und 53 Hz werden durch die Zulüfter und die kleinen Verflüssigerlüfter hervorgerufen. Für die Zulüfter ist weiterhin zu erkennen, dass deren Anregung bei 48 Hz auf die Pratzten 1 und 2 einen sehr geringen Einfluss hat, da der Abstand zwischen diesen Pratzten und der Position der Zulüfter am größten ist. Der Peak bei ca. 115 Hz ist mit der vierfachen Anregungsfrequenz der Verdichter zu erklären, welche auf Grund der geraden Anzahl der Zylinder hervorgerufen wird. Das Maximum bei 120 Hz hat seine Ursache in der doppelten Netzfrequenz, welche durch das periodisch wechselnde Magnetfeld in den Elektromotoren der Lüfter angeregt wird.



**Abbildung 15: Betrag der Pratztenkräfte des Klimageräts im Betrieb „Kühlen max“ für alle Punkte in alle Richtungen
(mit Beschriftung der Grundanregungsfrequenz der Komponenten)**

Neben dem betrachteten Extremfall „Kühlen max“, bei dem alle Quellen bei höchster Leistung betrieben werden, ist in Abbildung 16 das Ergebnis der Messung für den Betriebszu-

stand „Kühlen Teillast“ dargestellt, wo ebenfalls alle Quellen in Betrieb sind, jedoch bis auf die Zulüfter alle mit geringer Leistung arbeiten.

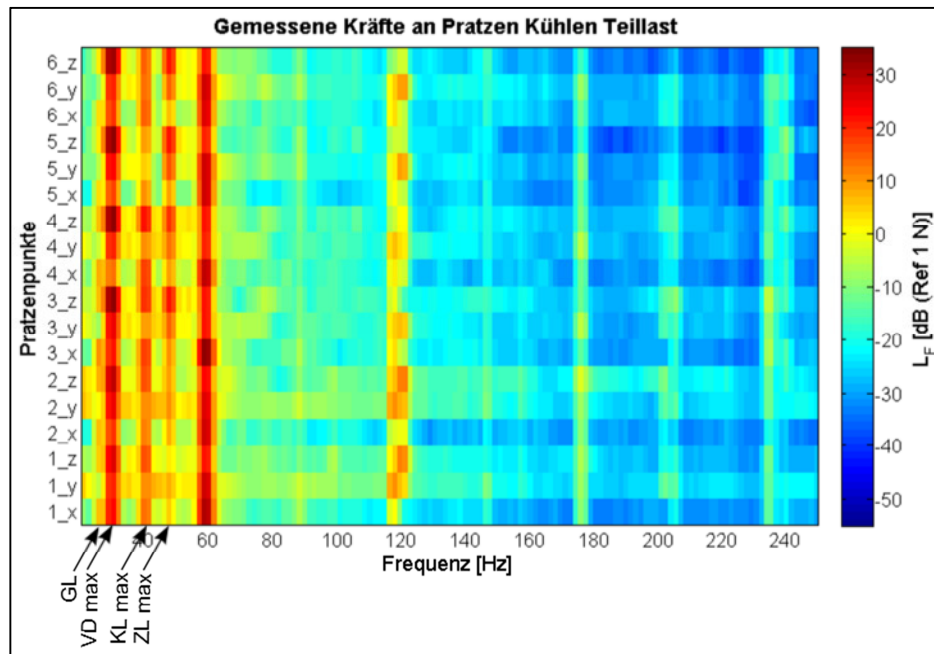


Abbildung 16: Betrag der Pratzenkräfte des Klimageräts im Betrieb „Kühlen Teillast“ für alle Punkte in alle Richtungen (mit Beschriftung der Grundanregungsfrequenz der Komponenten)

Es ist zu beobachten, dass die Kräfte trotz Leistungsreduzierung der Quellen nur geringfügig abnehmen. Die Änderung der Drehzahl der kleinen Verflüssigerlüfter führt jedoch zu einer Verschiebung der Anregungsfrequenz zu tiefen Frequenzen (von 53 Hz zu 42,5 Hz). Das Maximum bei 30 Hz ist wie bei „Kühlen max“ vor allem auf die Verdichter zurückzuführen, da sich die Anregungsfrequenz zwischen 4- und 2-Zylinder-Betrieb theoretisch nicht ändert. Ursache des dennoch leichten Drehzahlanstiegs ist die geringere Last im 2-Zylinder-Betrieb, welche bei gleicher Betriebsspannung mit zwei abgeschalteten Zylindern zu einem geringeren Arbeitswiderstand führt. Dieser Anstieg der Drehfrequenz ist neben der Grundanregungsfrequenz auch bei der vierfachen Anregungsfrequenz zu beobachten. Vergleicht man hier den Abstand zwischen den beiden Peaks bei ca. 115 Hz und 120 Hz in Abbildung 15 mit den entsprechenden Peaks in Abbildung 16, erkennt man hier den Anstieg dieser vierfachen Verdichtergrundfrequenz. Zusätzlich ist im 2-Zylinder-Betrieb auch ein höheres Anregungspotential bei der doppelten Anregungsfrequenz bei ca. 60 Hz zu erkennen. Grund hierfür ist die erhöhte Unwucht durch das Abschalten einer Zylinderbank des Verdichters (siehe auch Anhang 3 „Gemessene Pratzenkräfte“).

5.2 Vergleich von freier Schnelle und blockierter Kraft

Zunächst werden die Ergebnisse der Messung von freier Schnelle und blockierter Kraft verglichen, um zu beurteilen, welche Kenngröße sich für die Beschreibung der Quellen und des gesamten Klimageräts am besten eignet. Dazu sollen die gemessenen Betriebs-

schnellen an der Schnittstelle zwischen einem großen Verflüssigerlüfter und der Struktur mit den berechneten Betriebsschnellen verglichen werden. Dafür wurden die Betriebschnellen zum einen aus der freien Schnelle nach Gleichung 7 berechnet und zum anderen aus den blockierten Kräften. Dafür kann in Gleichung 7 die freie Schnelle v_{frei} mit der blockierten Kraft F_{block} unter Zuhilfenahme von Gleichung 4 wie folgt ersetzt werden:

$$\underline{v} = \frac{\underline{Y}_{Struktur} \cdot \underline{Y}_{Quelle}}{\underline{Y}_{Quelle} + \underline{Y}_{Struktur}} \underline{F}_{block} \quad (\text{Gl. 17})$$

Da die einzelnen Kenngrößen unabhängig voneinander gemessen wurden, existiert zwischen diesen Größen auch kein verwertbarer Phasenbezug, weshalb hier nur mit Beträgen gerechnet wird. Damit ergeben sich aus Gleichung 7 und 17 folgende Beziehungen:

$$v = \frac{|\underline{Y}_{Struktur}|}{|\underline{Y}_{Quelle}| + |\underline{Y}_{Struktur}|} |v_{frei}| \quad (\text{Gl. 18})$$

$$v = \frac{|\underline{Y}_{Struktur}| \cdot |\underline{Y}_{Quelle}|}{|\underline{Y}_{Quelle}| + |\underline{Y}_{Struktur}|} |F_{block}| \quad (\text{Gl. 19})$$

Als weitere Vereinfachung wird jeder Anregungs- bzw. Kontaktpunkt und jede Richtung als unabhängige Quelle betrachtet, da die eben beschriebenen Zusammenhänge nach Ohlrich [Ohl01], streng physikalisch genommen, nur für Quellen mit einem Kontaktpunkt und einer Richtung gültig sind. Das heißt, dass aus den jeweiligen richtungsspezifischen Admittanzen und der zugehörigen richtungsspezifischen Quellgröße (freie Schnelle bzw. blockierte Kraft) wird eine Schnelle berechnet. Dies führt zum Beispiel bei einem Lüfter mit 6 Verbindungspunkten zu 18 Gleichungen.

In Abbildung 17 sind die 18 frequenzabhängigen Betriebsschnellen des großen Verflüssigerlüfters GL2 als Schnellepegel für alle Verbindungspunkte und in alle Richtungen dargestellt.

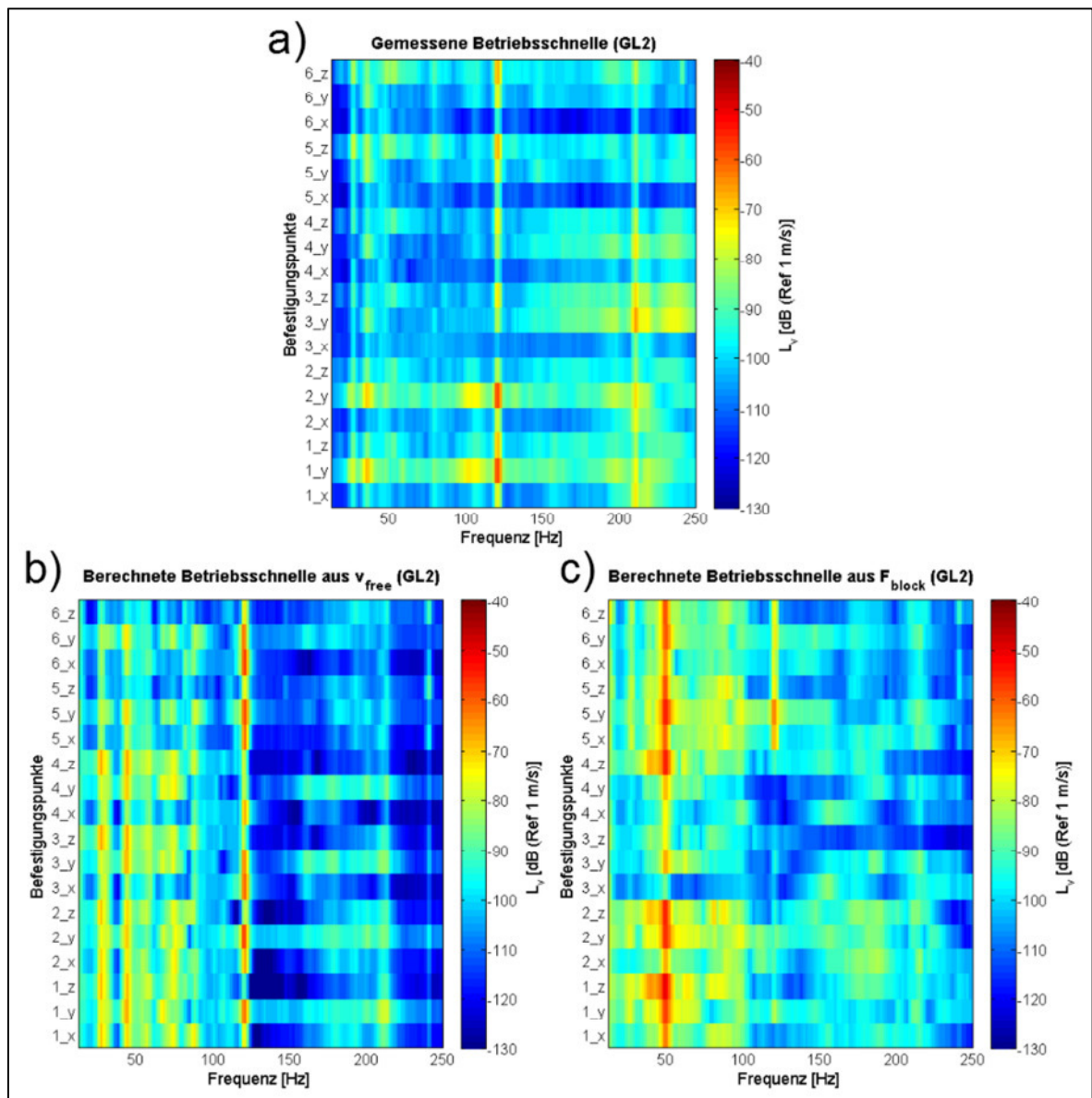


Abbildung 17: Betriebsschnellepegel von GL2 - a) gemessen; b) aus v_{frei} berechnet; c) aus F_{block} berechnet

Vergleicht man die unterschiedlich berechneten Betriebsschnellen mit den gemessenen Betriebsschnellen, erkennt man in beiden Fällen unterschiedlich starke Abweichungen. Für den großen Lüfter sind die maximalen Schnellen für alle Befestigungspunkte und über alle Richtungen der Messung bei 120 Hz (vgl. Abb 17 a) zu sehen. Diese Anregung resultiert aus der doppelten Netzfrequenz ($2 \cdot 60 \text{ Hz} = 120 \text{ Hz}$). Die Grunddrehfrequenz des Lüfters von $26,3 \text{ Hz}$ ($1580 \text{ Umin}^{-1}/60 \text{ s} = 26,3 \text{ Hz}$) ist nur schlecht zu erkennen. Diese beiden Frequenzen, welche eindeutig ihrer Ursache zugeordnet werden können, finden sich vor allem in Abbildung 17 b) wieder. Ebenfalls kann die Dominanz der Schnellen an den Befestigungspunkten 1y und 2y eher der Berechnung aus den freien Schnellen zugeordnet werden. In Abbildung 17 c) sind für die Punkte 3 und 4 deutlich geringere Schnellen zu erkennen. Ursache hierfür könnte die Klemmung dieser Punkte im Messaufbau der blockierten Kraft sein. Eine zu weiche Verbindung führt zu geringeren dynamischen Kräf-

ten, womit eine Gleichsetzung der gemessenen Kräfte im Prüfstand mit den blockierten Kräften des Lüfters nicht mehr hinreichend genau ist. Gleichung 19 zeigt, dass eine derartige Unterbestimmung der blockierten Kräfte auch zu niedrigeren Betriebsschnellen führt.

Im folgenden Diagramm (Abb. 18) sind die drei unterschiedlich ermittelten Betriebsschnellen für den Schnittstellenpunkt 2y des großen Lüfters GL2 gegenübergestellt.

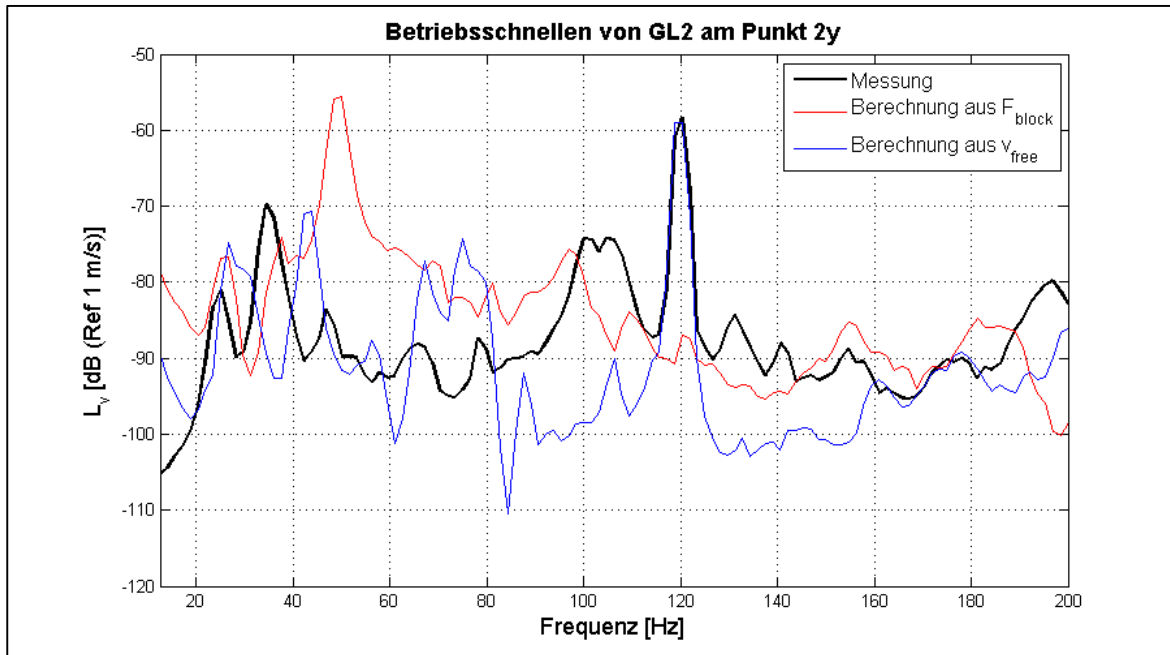


Abbildung 18: Betriebsschnellepegel von GL2 am Befestigungspunkt 2y

Im näheren Vergleich erkennt man, dass gerade im stärksten Peak die Berechnung mithilfe der freien Schnelle sehr gut mit den gemessenen Werten übereinstimmt. Die größten Abweichungen im betrachteten Frequenzbereich liegen bei maximal ca. 20 dB. Für die Ergebnisse der Berechnung aus den blockierten Kräften ergeben sich Abweichungen von bis zu 40 dB. Die Ursachen für diese großen Abweichungen sind vermutlich beim Messaufbau zu suchen. Hier können die montagebedingten Stahlelemente zwischen Lüfter und Kraftmesssensoren in Resonanz geraten, wodurch das gemessene Kraftspektrum stark verfälscht wird und nicht mehr als vollständig „blockiert“ betrachtet werden kann.

Anhand der direkten Vergleiche ist festzustellen, dass die gemessenen freien Schnellen zu einer qualitativ besseren Körperschallbeschreibung der realen Struktur führen als die blockierten Kräfte. Daher werden in den folgenden Berechnungen die freien Schnellen der verschiedenen Quellen zur Beschreibung des Körperschalls genutzt.

5.3 Quellterm

Aus den Messwerten der Messung von freier Schnelle und den Quellimpedanzen kann nun der Quellterm nach Ohlrich [Ohl01] berechnet werden (siehe Gl. 5). Dieser soll zunächst genutzt werden, um das Anregungspotential der verschiedenen Quellen zu ver-

gleichen. Zum einen lässt sich damit eine Rangfolge der verschiedenen Quelltypen erstellen, zum anderen können so mögliche Unterschiede gleichartiger Quellen erkannt werden.

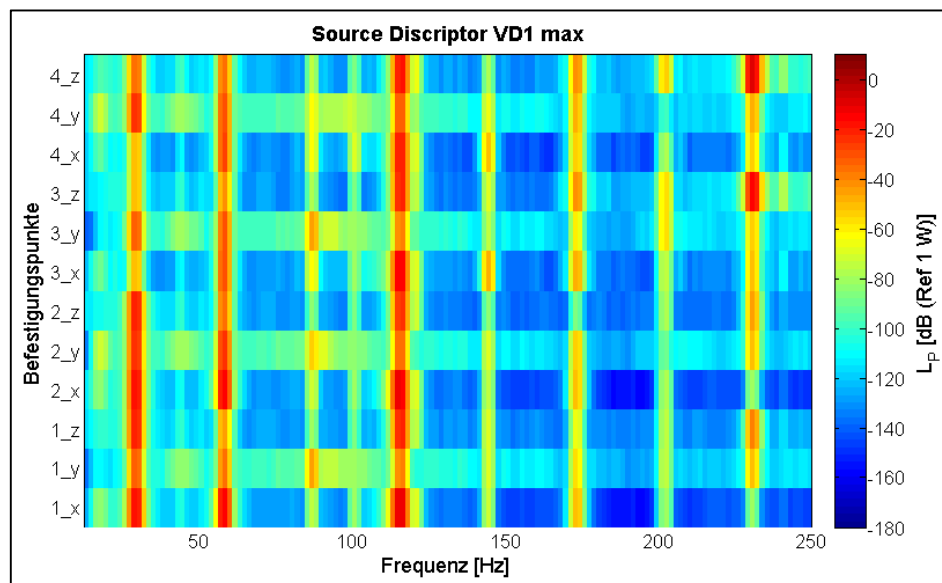


Abbildung 19: Betrag des Quellterms aller richtungsabhängigen Befestigungspunkte von „VD1 max“

Das Diagramm in Abbildung 19 zeigt exemplarisch für den Verdichter 1 im 4-Zylinder-Betrieb den berechneten Quellterm. Man erkennt gut die Lage der Grunddrehfrequenz (ca. 30 Hz) mit ihren Harmonischen, sowie die Richtungsabhängigkeit für bestimmte Frequenzen.

In Abbildung 20 sind die Gesamtkörperschalleistungspegel (energetische Addition der Quellterme aller Befestigungspunkte einer Quelle) aller Quelltypen bei allen Betriebsarten dargestellt. Man erkennt deutlich die Grunddrehfrequenzen der verschiedenen Quellen im Bereich von 25 Hz bis 55 Hz, die durch die Unwucht der Rotoren zum Tragen kommen. Für die Lüfter ist neben einem starken Anregungspotential bei der Grunddrehfrequenz auch ein deutlicher Peak bei der doppelten Netzfrequenz (120 Hz) zu sehen. Ursache dafür ist die periodische Änderung des Magnetfeldes im Motor und die damit verbundene impulsartige Krafteinwirkung auf den Rotor. Durch die gerade Anzahl der Polpaare im Motor der Lüfter macht sich dieser Effekt besonders in der doppelten Netzfrequenz bei 120 Hz bemerkbar.

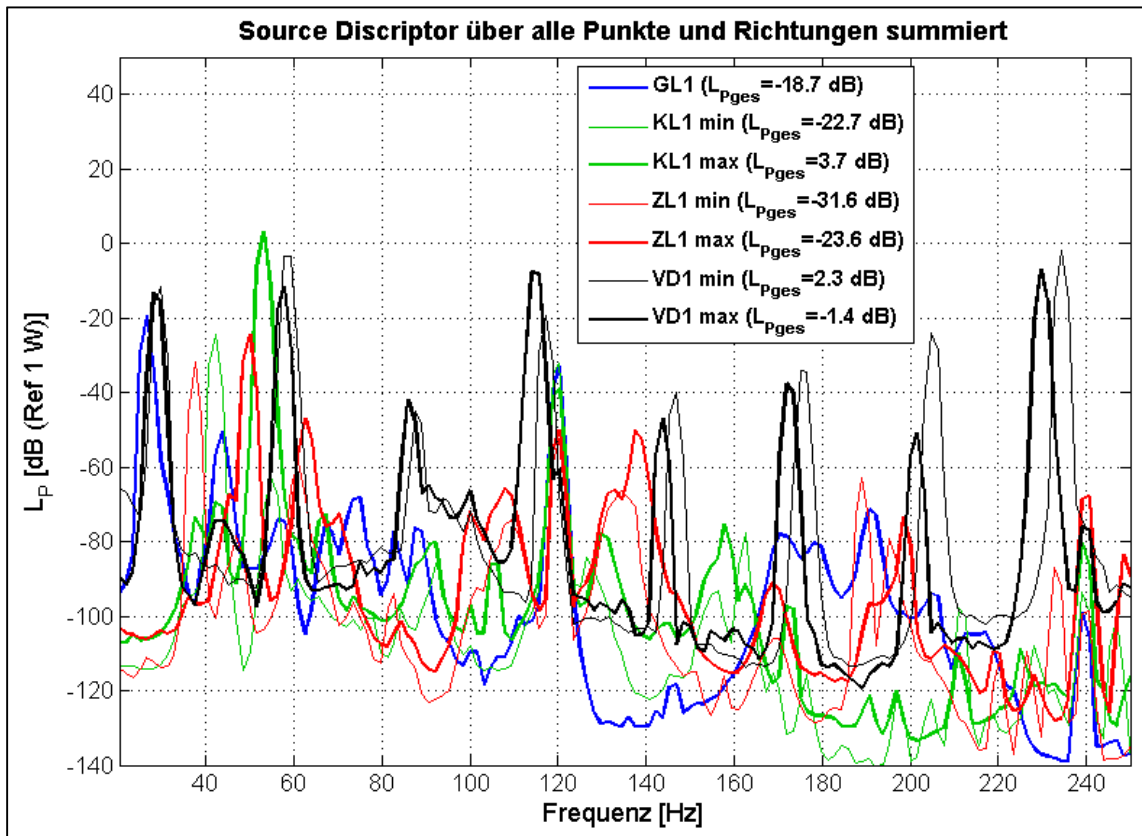


Abbildung 20: Körperschallleistungspegel aller Quelltypen über alle Punkte und Richtungen energetisch addiert

Das Anregungspotential der Verdichter zeichnet sich vor allem durch die Harmonischen der Grunddrehfrequenz im Spektrum aus. Durch die vier Zylinder im Verdichter fallen hier besonders die vierte und achte Harmonische der Grunddrehfrequenz auf. Weiterhin ist zu erkennen, dass der Verdichter im leistungsreduzierten Betrieb eine geringfügig höhere Grundfrequenz hat, was bereits unter 5.1 diskutiert wurde.

Betrachtet man in Abbildung 21 die richtungsabhängigen Gesamtkörperschallleistungspegel der unterschiedlichen Quellen, lässt sich für die Verdichter und die kleinen Lüfter (kleine Verflüssigerlüfter und Zulüfter) durchaus eine Richtungsabhängigkeit des Anregungspotentials feststellen. Auf Grund der Bildung eines Einzelwertes durch energetische Addition für die Frequenzen im Bereich 20 Hz bis 250 Hz wird hier allerdings vor allem die Höhe des jeweiligen maximalen Peaks berücksichtigt. Die Verdichter besitzen damit das größte Anregungspotential in x- und z-Richtung, also in der Ebene in der sich die Zylinder bewegen. Für die kleinen Lüfter wirkt die stärkste Anregung im Maximalbetrieb in y-Richtung, was für die Verflüssigerlüfter die Richtung der Rotationsachse ist, für die Zulüfter hingegen die Richtung parallel zu den Gehäuseplatten in der x-y-Ebene.

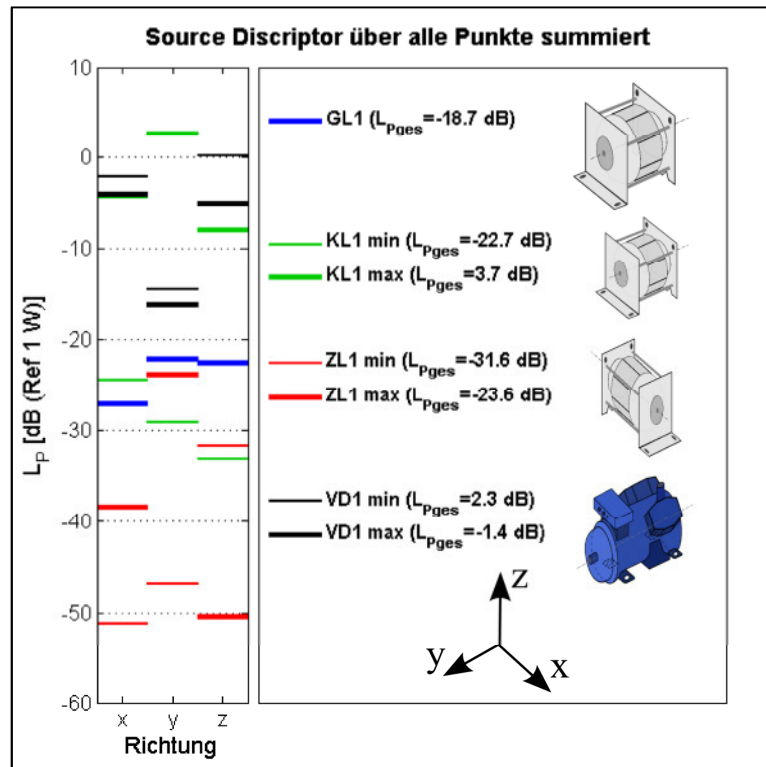


Abbildung 21: richtungsabhängige Körperschalleistungspegel aller Quelltypen über alle Punkte energetisch addiert (mit globalem Koordinatensystem)

In Tabelle 2 sind die Gesamtkörperschalleistungspegel aller Quellen in abnehmender Reihenfolge aufgelistet. Zum einen erkennt man, dass sich gleichartige Quellen um über 10 dB im Gesamtpegel unterscheiden können, zum anderen sind die Verdichter und die kleinen Verflüssigerlüfter bei größter Drehzahl die Quellen mit dem größten Anregungspotential.

Quelle	$L_{p_{ges}}$ [dB (Ref. 1 W)]
KL1 max	3,7
VD2 max	3
KL2 max	2,7
VD1 min	2,3
VD2 min	1,5
VD1 max	-1,4
GL1	-18,7
KL1 min	-22,7
ZL1 max	-23,6
ZL1 min	-31,6
GL2	-32,2
KL2 min	-32,8
ZL2 max	-38,2
ZL2 min	-45,6

Tabelle 2: Gesamtkörperschalleistungspegel aller Quellen

Die Quellen des gleichen Typs die sich stark unterscheiden (wie z.B. die Zulüfter) besitzen ein vergleichbar geringes Anregungspotential. Damit ist der Einfluss dieser Unterschiede für komplexe Betriebszustände, die von den Verdichtern dominiert werden, voraussichtlich vernachlässigbar klein. Die Ursache dieser Unterschiede liegt in der verschieden starken Ausprägung der Grunddrehfrequenz, wie man exemplarisch für die beiden großen Lüfter in Abbildung 22 bei 27 Hz erkennen kann.

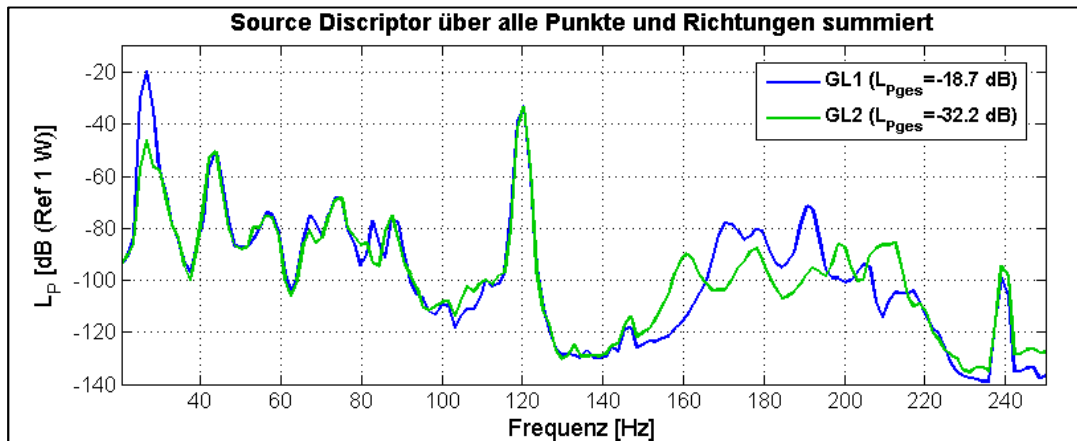


Abbildung 22: Betrag der Gesamtkörperschallleistung der beiden großen Lüfter

Diese großen Abweichungen (> 10 dB) in der Stärke der Grunddrehfrequenz innerhalb eines Quelltyps finden sich bei allen Quelltypen wieder, die auch eine große Abweichung im Gesamtkörperschallleistungspegel (vgl. Tabelle 2) haben. Ursache sind dabei immer große Unterschiede in der Unwucht des Rotors.

5.4 Kenngrößen an der Schnittstelle Quelle-Struktur

Unter 5.1 wurden bereits die Betriebsschnellen an der Schnittstelle zwischen Quelle und Struktur berechnet, um eine Aussage über die Qualität der gemessenen freien Schnellen und blockierten Kräfte zu erlangen. Weiterhin sollen in diesem Abschnitt die Kräfte an der Schnittstelle Quelle-Struktur berechnet werden sowie die in die Struktur eingeleitete Körperschallleistung.

5.4.1 Eingetragene Körperschallleistung

Um aus der Körperschallleistung der Quelle (Quellterm/Source Descriptor) die tatsächlich in die Struktur eingeleitete Leistung zu berechnen, muss zunächst aus den Eingangsimpedanzen der Struktur und den Quellimpedanzen die Koppelfunktion nach Gleichung 8 berechnet werden. Diese wurde wie bei der Berechnung des Quellterms für jeden Verbindungspunkt und in jede Richtung einzeln berechnet, was abhängig von der Befestigungspunktzahl zu 12 (4 Befestigungspunkte für die Verdichtern) bzw. 18 (6 Befestigungspunkte für die Lüftern) richtungs- und punktspezifischen Koppelfunktionen je Quelle führt. Da für die Berechnung der Koppelfunktion der Phasenunterschied zwischen den Admit-

tanzen einen bedeutenden Einfluss hat, wurde hier mit den gemessenen Phasen gerechnet.

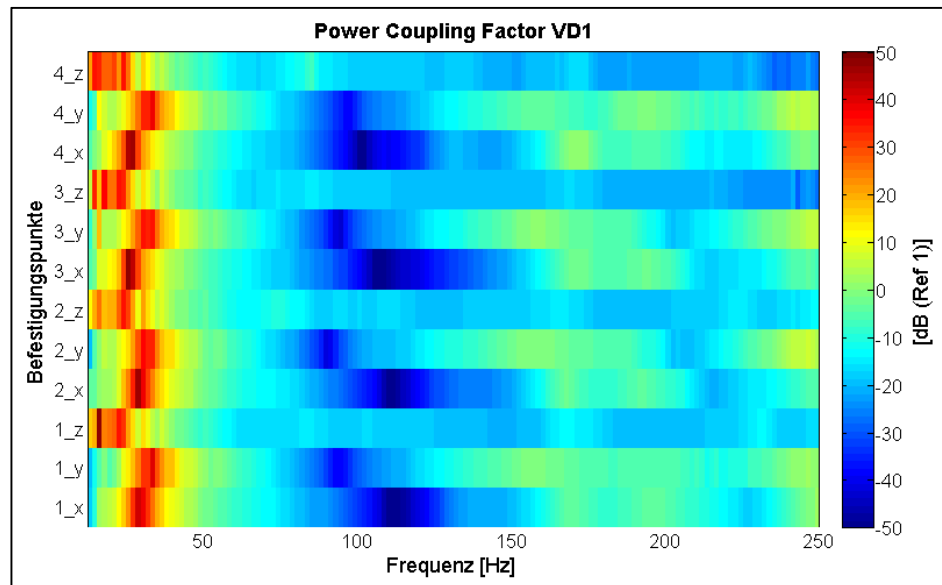


Abbildung 23: Pegel der Beträge der komplexen Koppelfunktionen aller Punkte und Richtungen von VD1

Abbildung 23 zeigt exemplarisch die Beträge aller Koppelfunktionen an der Schnittstelle von Verdichter 1 und der Struktur. Die dimensionslose Größe ist hier als Pegel des Betrags dargestellt mit dem Bezug 1. Es zeigt sich, dass es hier zu keiner besonders starken Richtungsabhängigkeit kommt. Lediglich für die Komponenten in z-Richtung liegt das Maximum dieser Koppelfunktion ca. 10 Hz tiefer. In den grünen Bereichen, wo der Pegel 0 dB beträgt, hat die Funktion keinen Einfluss auf die Körperschalleistungsübertragung. In den rötlichen Bereichen wird die Leistungsübertragung verstärkt, in den bläulichen hingegen verringert.

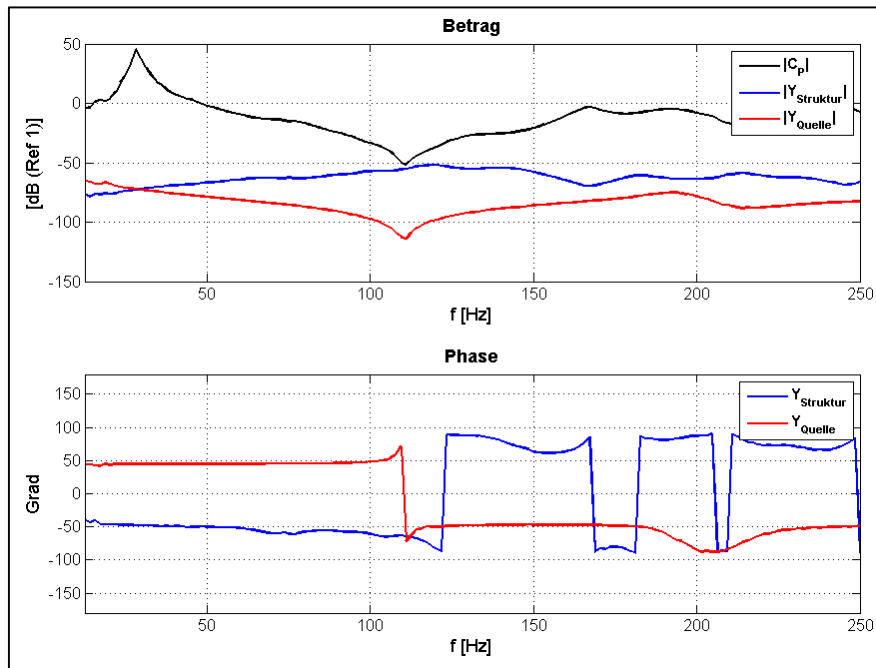


Abbildung 24: Betrag (oben) und Phase (unten) der Koppelfunktion und der Admittanzen von VD1 für den Punkt 2x

In Abbildung 24 sind für die Quelladmittanz und die Eingangsadmittanz der Struktur Betrag und Phase dargestellt. Dort zeigt sich zum einen sehr deutlich, dass die Koppelfunktion sehr klein wird, wenn sich die Admittanzen betragsmäßig stark unterscheiden. Dies erkennt man im oberen Diagramm bei ca. 110 Hz. Zum anderen wird die Koppelfunktion sehr groß, wenn die Beträge von Quell- und Strukturadmittanz gleich groß sind und deren Phasendifferenz 90° beträgt, wie es bei ca. 28 Hz der Fall ist.

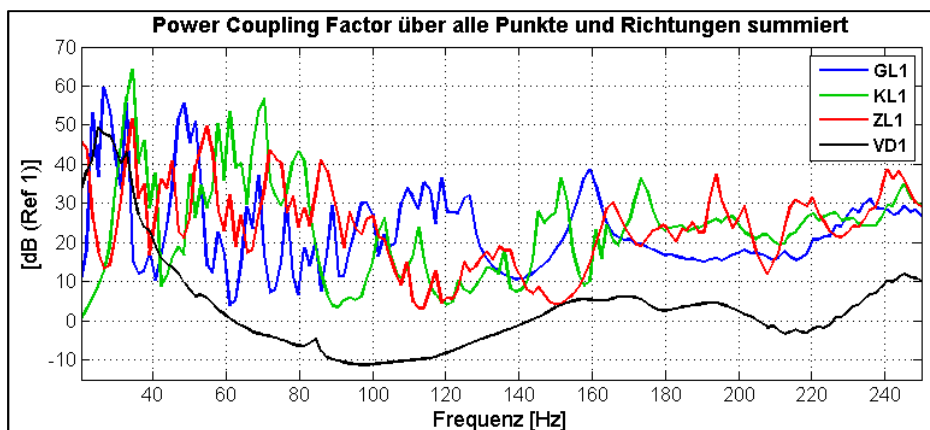


Abbildung 25: Betrag der Koppelfunktion aller Quelltypen über alle Punkte und Richtungen energetisch addiert

Da die Lüfter an wesentlich weicheren Teilen der Struktur montiert sind als die Verdichter, liegen deren Koppelfunktionen auch über denen der Verdichter, wie man in Abbildung 25 erkennen kann. Da es in dem betrachteten Frequenzbereich (20 Hz bis 250 Hz) für die Funktionen der Lüfter zu keiner Unterschreitung von 0 dB kommt, wird durch die Koppelfunktion die eingetragene Körperschallleistung auch nicht verringert. Besonders die ein-

zelenen hohen Peaks im tieffrequenten Bereich könnten den Leistungseintrag in die Struktur stark negativ beeinflussen, da dort auch die Grundanregungsfrequenzen der Quellen liegen, welche das höchste Anregungspotential beinhalten.

Bildet man nun das Produkt aus Quellterm und Kopplungsfunktion nach Gleichung 10, erhält man die in die Struktur eingetragene Leistung. In Abbildung 26 ist die eingespeiste Leistung von Verdichter 1 im 4-Zylinder-Betrieb exemplarisch dargestellt (alle Quellen siehe Anhang 2 „Berechnete eingetragene Körperschallleistung“).

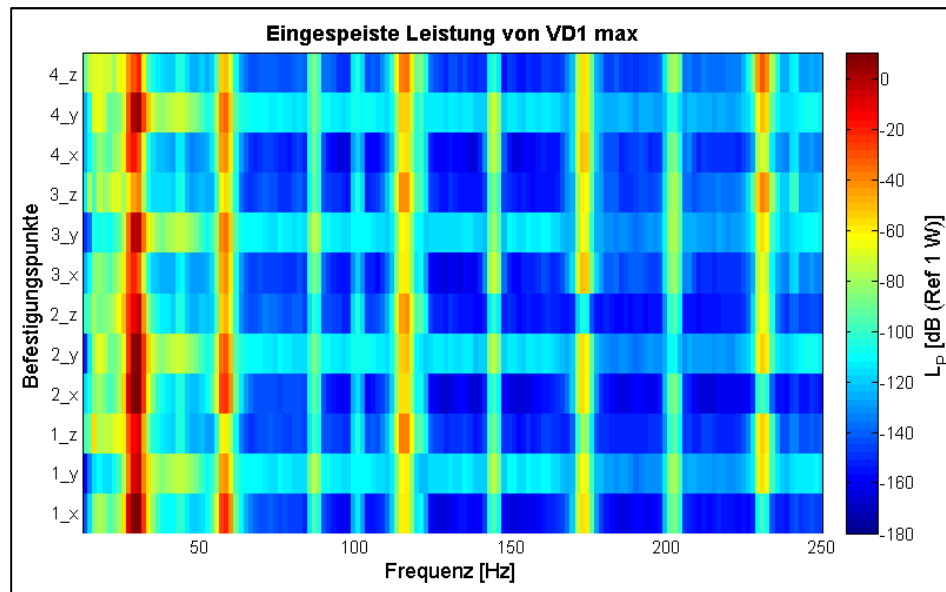


Abbildung 26: Betrag der von „VD1 max“ in die Struktur eingespeiste Leistung an allen Befestigungspunkten und in alle Richtungen

Hier erkennt man, dass das Maximum der eingetragenen Körperschallleistung bei der Grundfrequenz des Verdichters liegt und nicht, wie der Quellterm vermuten lässt, bei der vierfachen Grundfrequenz (115 Hz) (vgl. Abb. 19). Dies macht den Einfluss der Koppel-funktion deutlich. So wird im Bereich von 70 Hz bis 130 Hz das Anregungspotential der Quelle abgeschwächt in die Struktur eingeleitet, hingegen wird im Bereich unterhalb von 50 Hz mehr Körperschallleistung in die Struktur eingetragen, als das Anregungspotential des Verdichters beträgt. Extrem ungünstig wirkt sich hierbei das relativ genaue Aufeinan-dertreffen der Maxima von Koppelfunktion und Quellterm bei ca. 29 Hz aus. Die Rich-tungsabhängigkeit des Quellterms bleibt auf Grund des relativ richtungsneutralen Verhal-tens der Koppelfunktion für die eingetragene Körperschallleistung weitestgehend für die Verdichter erhalten.

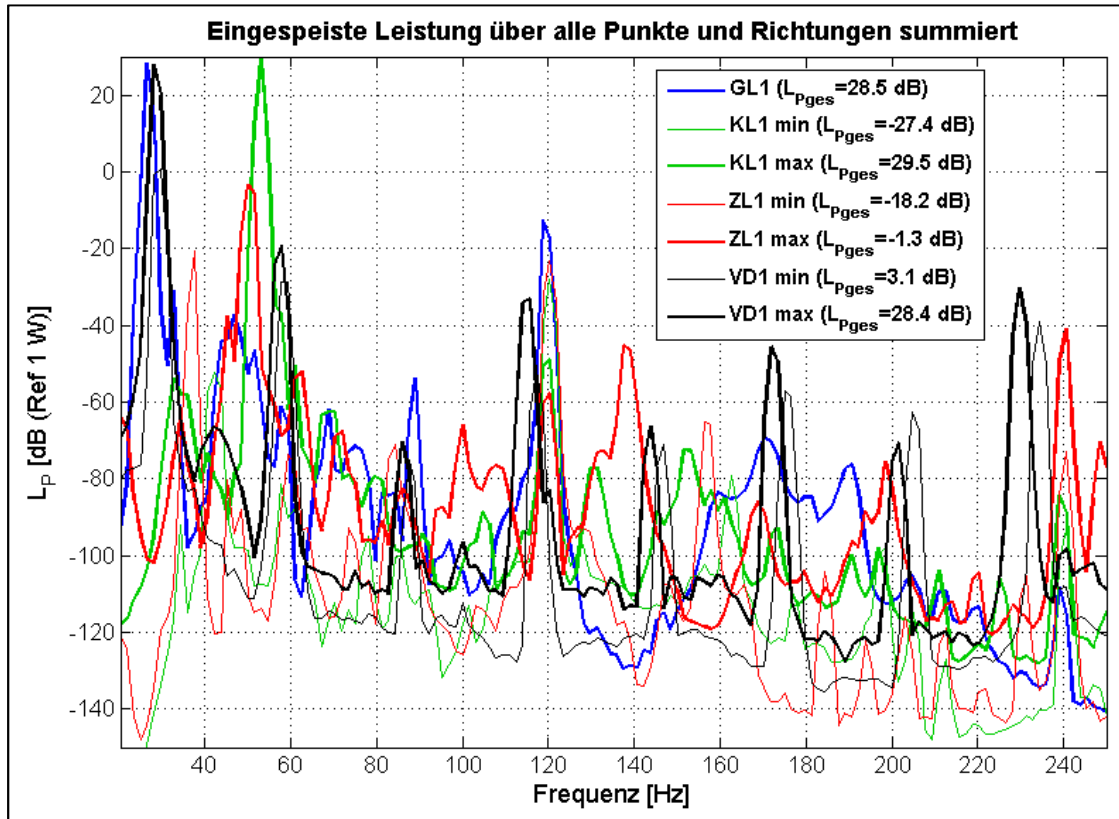


Abbildung 27: Betrag der eingespeisten Körperschalleistung in die Struktur über alle Punkte und Richtungen der jeweiligen Quelle energetisch addiert

In Abbildung 27 sind für alle Quelltypen die eingespeisten Gesamtleistungen dargestellt. Hier erkennt man, dass auf Grund des großen Kopplungsfaktors (vgl. Abb. 25) neben den Verdichtern vor allem die Grunddrehfrequenzen der Lüfter stark in die Empfängerstruktur übertragen werden. Die größten übertragenen Körperschalleistungen werden demnach von dem großen Lüfter GL1 sowie vom kleinen Lüfter KL1 und dem Verdichter VD1 im maximalen Betrieb verursacht. Die doppelte Netzfrequenz bei 120 Hz wird wesentlich schwächer in die Struktur übertragen.

5.4.2 Dynamische Kraft an der Schnittstelle Quelle-Struktur

Zur Berechnung der dynamischen Kräfte an der Schnittstelle kann Gleichung 6 verwendet werden. Analog zu 5.2 werden auch hier die Beträge der komplexen Größen zur Berechnung verwendet, da eine sinnvolle Phasenbeziehung auf Grund der unabhängigen Messungen der verschiedenen Größen nicht vorhanden und nicht zwingend erforderlich ist, um aussagekräftige und hinreichend genaue Ergebnisse zu erhalten. Somit ergibt sich aus Gleichung 6 folgender Zusammenhang:

$$F = \frac{1}{|Y_{Quelle}| + |Y_{Struktur}|} |v_{frei}| \quad (\text{Gl. 20})$$

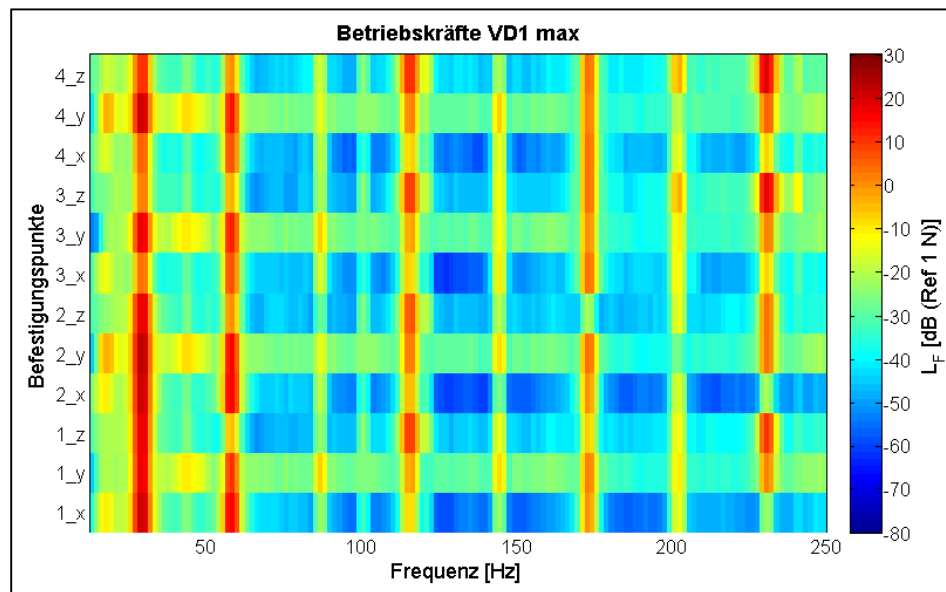


Abbildung 28: Betriebskräfte aller Punkte und Richtungen von „VD1 max“

In Abbildung 28 sind die dynamischen Kräfte an der Schnittstelle zwischen Verdichter 1 und der Struktur dargestellt. Die Maxima liegen wie auch bei der eingespeisten Körperschallleistung des Verdichters 1 bei der einfachen und doppelten Grundfrequenz (ca. 29 Hz bzw. 58 Hz), aber auch bei den Vielfachen von 60 Hz. Auffällig ist hier jedoch, dass für die Punkte 3 und 4, welche sich nicht direkt unter den Zylindern befinden, die größten Kräfte bei 29 Hz in y-Richtung wirken. Ursache könnte genau diese seitliche impulsartige Krafteinwirkung der Zylinder auf die Punkte 3 und 4 sein.

Im folgenden Diagramm in Abbildung 29 sind die Gesamtbetriebskräfte an den jeweiligen Schnittstellen zwischen Struktur und den 4 unterschiedlichen Quelltypen dargestellt. Der prinzipielle Verlauf der verschiedenen Quellen entspricht ungefähr dem Verlauf der eingespeisten Leistung in die Struktur (vgl. Abb. 27). Allerdings wird hier deutlich, dass der leistungsreduzierte Betrieb von Zulufter 1 und Verdichter 1 nicht zwangsläufig zu einer Kraftpegelminderung der Hauptpeaks führt, sondern teilweise lediglich diese Maxima im Spektrum verschiebt. So erhöhen sich beispielsweise die Peaks bei 145 Hz und 205 Hz im 2-Zylinder-Betrieb des Verdichters um 5 dB bzw. 10 dB. Für den Zulufter 1 bleibt die Grunddrehfrequenz bei kleinerer Drehzahl nahezu auf gleich hohem Niveau des Kraftpegels. Für den großen Lüfter 1 ergibt sich auch hier, wie bereits bei der Berechnung der eingespeisten Leistung, im Bereich der Grunddrehfrequenz ein hoher Peak der Betriebskraft am Verbindungspunkt.

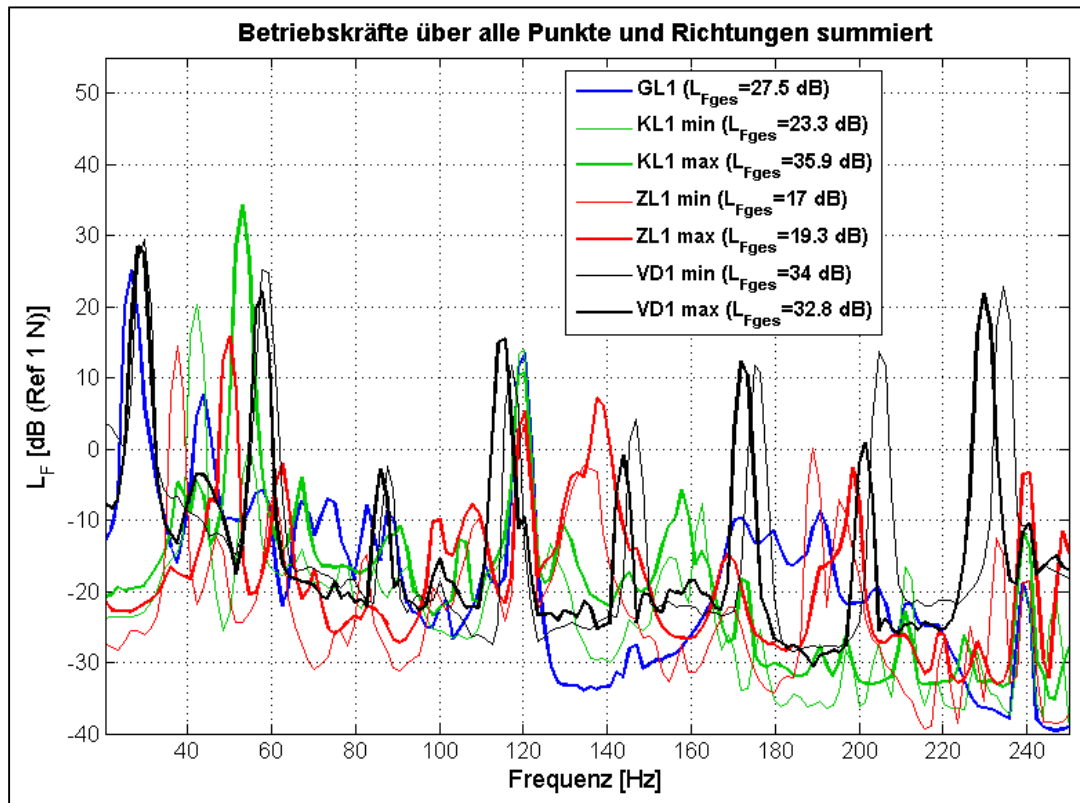


Abbildung 29: Betriebskräfte an der Schnittstelle von Quelle und Struktur für alle Quelltypen über alle Punkte und Richtungen energetisch addiert

5.5 Berechnung der dynamischen Prätzenkräfte des Klimageräts

5.5.1 Berechnung für eine Quelle

Um die unter 5.1 diskutierten gemessenen dynamischen Kräfte an den Prätzen nur unter Zuhilfenahme der gegebenen Körperschallkenngrößen zu berechnen, ist die Kenntnis des Übertragungsverhaltens der Struktur unerlässlich. Dazu wurden die Übertragungsfunktionen der dynamischen Kräfte wie unter 4.2.1 beschrieben für jeden Übertragungspfad gemessen. Für jede Quelle ergibt sich somit eine Übertragungsmatrix mit der Dimension $a \times b$, wobei a die Anzahl der Prätzen in allen Richtungskomponenten darstellt und b die Anzahl der Koppelpunkte der entsprechenden Quelle ebenfalls für alle Richtungskomponenten. Für einen Lüfter ergibt sich somit eine 18×18 Matrix. Diese muss nun mit dem Vektor der Betriebskräfte der entsprechenden Quelle-Struktur-Schnittstelle multipliziert werden um die einzelnen richtungsabhängigen Kräfte an den Prätzen zu erhalten. Gleichung 21 stellt diese Matrizenmultiplikation exemplarisch für 6 Quellverbindungsstellen (entspricht einem Lüfter) dar. Die vordere blaugefärbte Komponente des Index der Übertragungsfunktion bezieht sich auf die Prätze des Klimageräts, der hintere rotgefärbte Teil auf den Verbindungspunkt zur Quelle.

$$\begin{pmatrix} \underline{F}_{P1x} \\ \underline{F}_{P1y} \\ \underline{F}_{P1z} \\ \underline{F}_{P2x} \\ \vdots \\ \vdots \\ \underline{F}_{P6y} \\ \underline{F}_{P6z} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \underline{H}_{F1x1x} & \underline{H}_{F1x1y} & \underline{H}_{F1x1z} & \underline{H}_{F1x2x} & \cdots & \underline{H}_{F1x6y} & \underline{H}_{F1x6z} \\ \underline{H}_{F1y1x} & \underline{H}_{F1y1y} & \underline{H}_{F1y1z} & \vdots & & \vdots & \underline{H}_{F1y6z} \\ \underline{H}_{F1z1x} & \underline{H}_{F1z1y} & \vdots & & & & \vdots \\ \underline{H}_{F2x1x} & \vdots & & & & & \\ \vdots & \vdots & & & & & \\ \vdots & \vdots & & & & & \\ \underline{H}_{F6y1x} & \vdots & & & \vdots & & \underline{H}_{F6y6z} \\ \underline{H}_{F6z1x} & \underline{H}_{F6z1y} & \cdots & \cdots & \underline{H}_{F6z6y} & \underline{H}_{F6z6z} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \underline{F}_{1x} \\ \underline{F}_{1y} \\ \underline{F}_{1z} \\ \underline{F}_{2x} \\ \vdots \\ \vdots \\ \underline{F}_{6y} \\ \underline{F}_{6z} \end{pmatrix} \quad (\text{Gl. 21})$$

Für Verdichter 1 sollen die Ergebnisse exemplarisch ausführlich diskutiert werden. Hierfür sind in Abbildung 30 zunächst die Übertragungsfunktionen für den Quellpunkt 1z dargestellt.

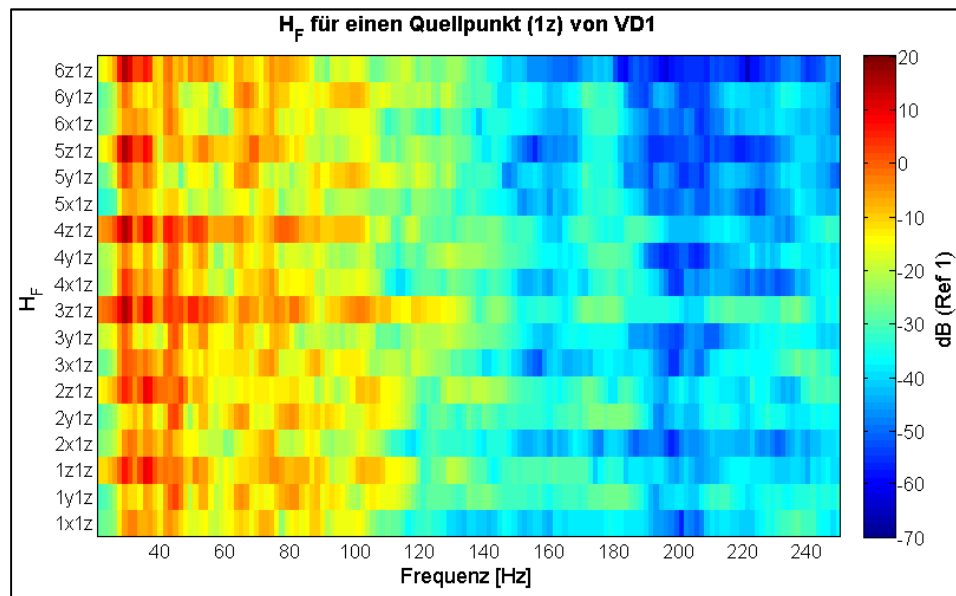


Abbildung 30: Übertragungsfunktionen der Kraft für den Quellpunkt 1z von VD1

Wie zu erwarten ist, wird bei Anregung in z-Richtung auch auf die z-Richtung der Pratzen die größte Kraft übertragen. Dabei ist die Kraftübertragung auf die mittleren Pratzen des Klimageräts 3 und 4 am größten, da der Verdichter 1 zu diesen beiden Pratzen den geringsten Abstand hat. Um nun die Pratze ermitteln zu können auf die der Verdichter 1 am meisten Kraft überträgt, müssen alle Quellpunkte in alle Richtungen betrachtet werden. Dazu wurden in Abbildung 31 alle Pfade, die zum gleichen Pratzenpunkt führen, energetisch addiert.

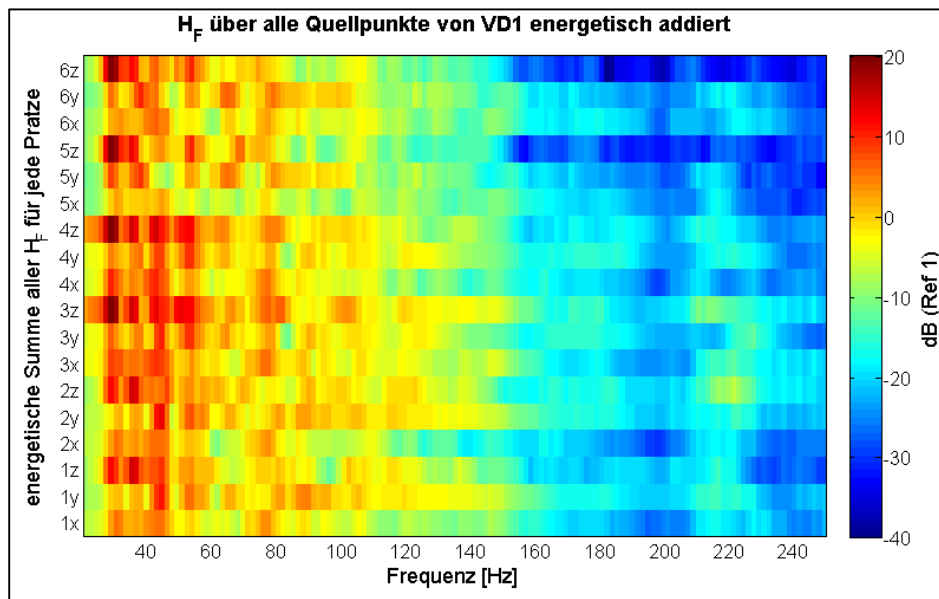


Abbildung 31: Übertragungsfunktionen der Kraft über alle Anregungspunkte von VD1 energetisch addiert

Es zeigt sich, dass unter Berücksichtigung aller Anregungspunkte von VD1 die größte Kraftübertragung weiterhin in z-Richtung festzustellen ist. Die dominante Übertragung auf die Pratten 3 und 4 kann auch für die Summe aller Anregungspunkte bestätigt werden.

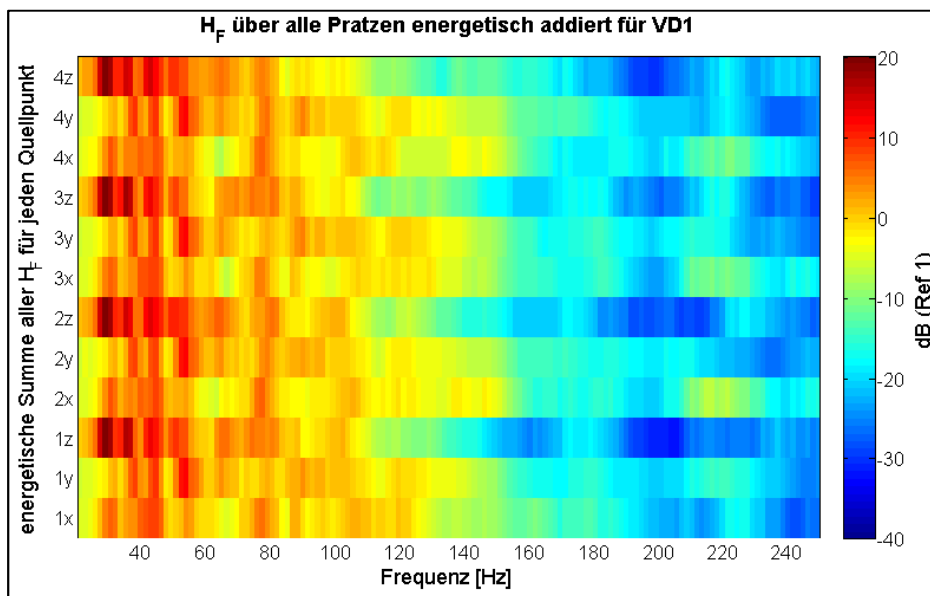


Abbildung 32: Übertragungsfunktionen der Kraft über alle Pratten energetisch addiert für jeden Quellpunkt von VD1

Eine andere sinnvolle Zusammenfassung der Übertragungspfade ist in Abbildung 32 dargestellt. Hier wurden alle Pfade zusammengefasst, die vom selben Anregungspunkt und von derselben Anregungsrichtung in die Struktur gelangen. Man erkennt eine nahezu identische Richtungsverteilung der vier Punkte. Auch auf der Anregungsseite wird am meisten Kraft in die Richtung der z-Komponente übertragen. Damit ergibt sich für die

Struktur die größte Kraftübertragung durch Verdichter 1 in z-Richtung und auf die Pratten 3 und 4.

Im nächsten Schritt kann für den Verdichter 1 diese auszugsweise betrachtete 18×12 Matrix der Übertragungsfunktionen mit den Betriebskräften von Abbildung 28 multipliziert werden. So erhält man die durch den Verdichter 1 erzeugten Kräfte an allen Pratten in alle drei Richtungen.

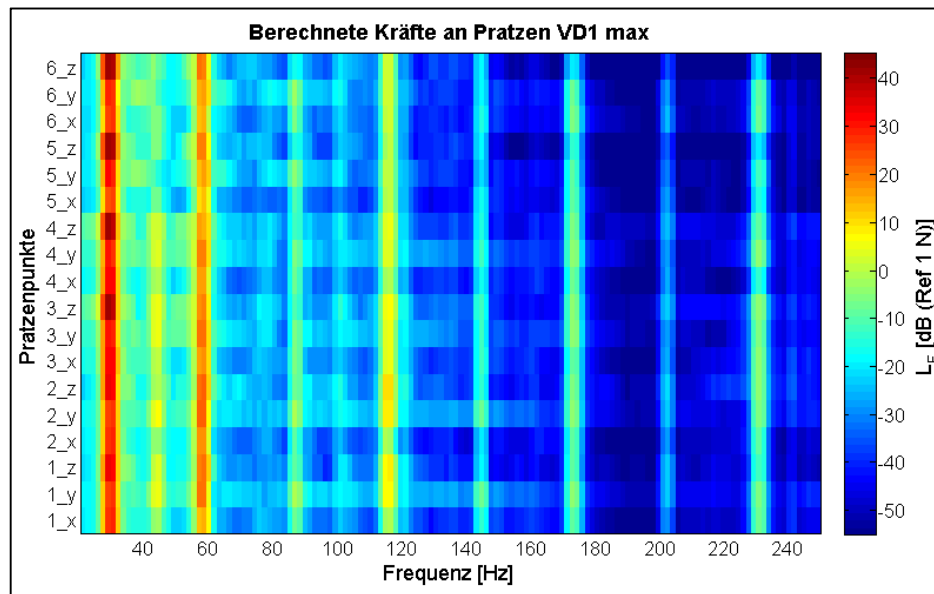


Abbildung 33: Berechnete Prattenkräfte bei Betrieb von „VD1 max“

Abbildung 33 zeigt das Ergebnis dieser Matrizenoperation. Im Bereich der Grundfrequenz treten in z-Richtung und für die Pratten 3 bis 6 die größten Kräfte auf. Dies ließ bereits die Auswertung des Übertragungsverhaltens der Struktur in Abbildung 31 vermuten. Neben der Grundfrequenz bei ca. 29 Hz ergibt sich auch bei der doppelten und vierfachen Grunddrehfrequenz ein relativ starker Peak über alle Pratten. Um die Richtigkeit der ermittelten Kräfte zu überprüfen, müssen den berechneten Ergebnissen die tatsächlichen Prattenkräfte des Gesamtsystems bei Betrieb von Verdichter 1 bei größter Leistung (4 Zylinder) gegenüber gestellt werden. Diese gemessenen Kräfte sind in Abbildung 34 dargestellt. Für den Vergleich von Berechnung und Messung ist zu erkennen, dass der qualitative Verlauf der Kraft an den Pratten im betrachteten Frequenzbereich durch die Berechnung gut wiedergegeben werden konnte. Die Berechnung liegt jedoch im gesamten Frequenzbereich ca. 7 dB über den gemessenen Kräften. Die Ursache dafür ist die Vernachlässigung der Phase bei der Matrizenoperation. Dadurch werden mögliche Auslöschungen auf Grund kohärenter Körperschallwellen vernachlässigt. Die so zusammengefassten Übertragungspfade bilden gewissermaßen eine maximale Abschätzung der Prattenkräfte und damit den ungünstigsten Fall ab.

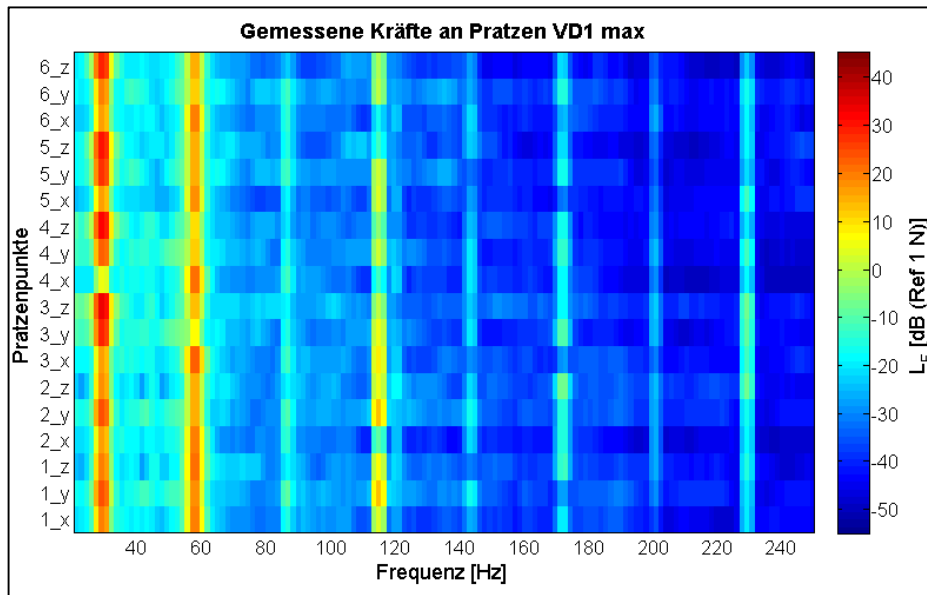


Abbildung 34: Gemessene Prätzenkräfte bei Betrieb von „VD1 max“

Es ist ebenfalls festzustellen, dass die gemessenen Kräfte in Abbildung 34 eine wesentlich stärkere Richtungsabhängigkeit aufweisen als die berechneten Kräfte in Abbildung 33. Dies gilt besonders für die dominierenden Peaks. Eine weitere wichtige Ursache für die Abweichungen von Messung und Berechnung ist die Vernachlässigung von Übersprechungseffekten zwischen den einzelnen Anregungspunkten der Quelle in der Berechnung.

5.5.2 Berechnung von Betriebszuständen mit mehreren Quellen

Um die Kräfte an den Prätzen für Betriebszustände mit mehreren Quellen zu berechnen, muss die Matrix der Übertragungsfunktionen und der anregenden Betriebskräfte entsprechend größer werden, da die Anzahl der Quellpunkte größer wird. Es führen nun also mehr Übertragungspfade zu jeder Prätze, wobei das Vorgehen und die mathematische Operation gleich bleiben (vgl. Gl. 21). Zunächst soll der normale Kühlbetrieb des Klimageräts „Kühlen nominal“ berechnet werden. An diesem Betriebszustand sind alle Quellen mit Ausnahme der beiden kleinen Verflüssigerlüfter beteiligt und arbeiten mit maximaler Leistung.

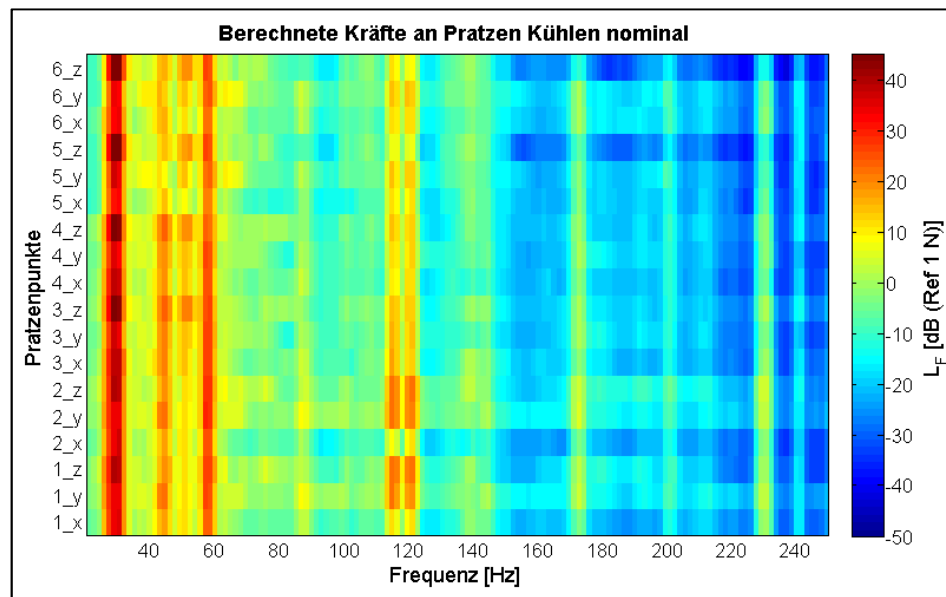


Abbildung 35: Berechnete Pratzenkräfte im Betrieb „Kühlen nominal“

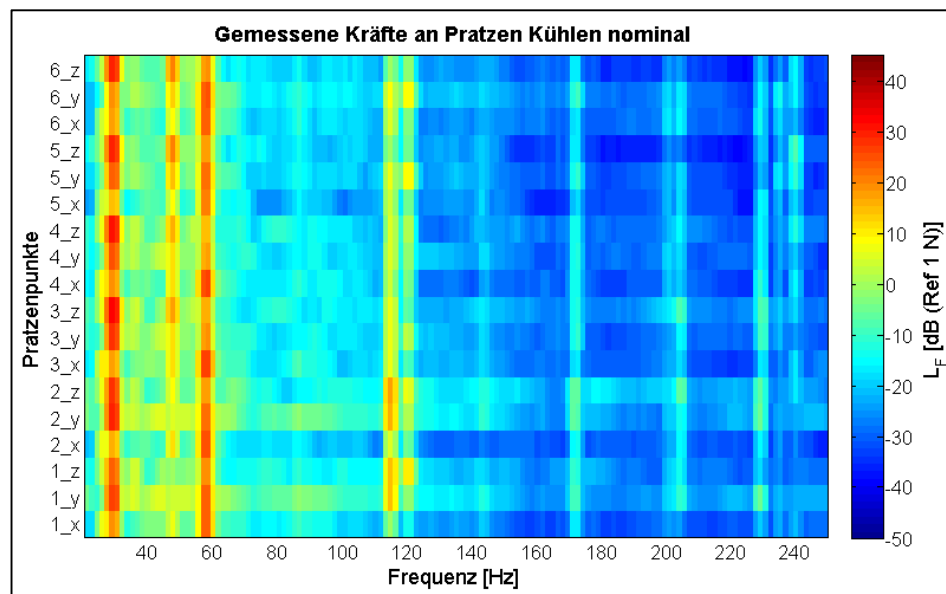


Abbildung 36: Gemessene Pratzenkräfte im Betrieb „Kühlen nominal“

Abbildung 35 zeigt die berechneten Kräfte für alle Pratzen und Abbildung 36 die entsprechenden gemessenen dynamischen Kräfte des Gesamtsystems für den Betriebszustand „Kühlen nominal“. Wie bereits unter 5.5.1 erläutert, kommt es auch hier bei der Berechnung zu einer Überschätzung der Kraftpegel. Man erkennt jedoch qualitativ eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung im Bereich der Grundfrequenz der Verdichter, welche bei ca. 29 Hz liegt. Der Bereich zwischen 110 Hz und 120 Hz, wo sich zum einen die vierfache Grundfrequenz der Verdichter (ca. 115 Hz) und zum anderen die doppelte Netzfrequenz (120 Hz) als Maximum zeigt, kann durch die Berechnung ebenfalls sehr gut abgebildet werden. Die beiden schwächeren Überhöhungen bei 45 Hz und 51 Hz zwischen einfacher und doppelter Anregungsfrequenz der Verdichter in Abbildung 35 weichen deutlich von dem entsprechenden Bereich in der Messung ab. Beide Peaks finden

sich mit abweichender Lage (35 Hz und 48 Hz) jedoch auch in Abbildung 36 wieder. In beiden Abbildungen ist die Überhöhung mit der niedrigeren Frequenz Teil des Anregungsspektrums der beiden großen Lüfter, der Peak höherer Frequenz ist der Grunddrehfrequenz der Zulüfter zuzuordnen. Die Abweichungen zwischen Messung und Berechnung lassen sich mit der Spannungsversorgung der Lüfter und deren Einfluss auf die Drehzahl erklären. Alle Komponenten wurden zwar für alle Messungen über das Klimagerät unter unveränderten Bedingungen betrieben, jedoch ist die Spannung an den einzelnen Quellen von der Anzahl der gleichzeitig betriebenen Quellen abhängig. Dies führt zu einem leichten Anstieg der Drehzahl der Lüfter im Einzelbetrieb. Da zur Berechnung von Betriebszuständen mit mehreren Quellen die jeweiligen Einzelmessungen der Quellen zusammengesetzt werden, kann es somit zu Verschiebungen der rotationsbedingten Anregungsfrequenzen der Lüfter kommen. Für den Peak der doppelten Netzfrequenz ist dieser Effekt nicht zu beobachten, da im Klimagerät unabhängig von der Spannungshöhe immer eine konstante Wechselfrequenz von 60 Hz anliegt.

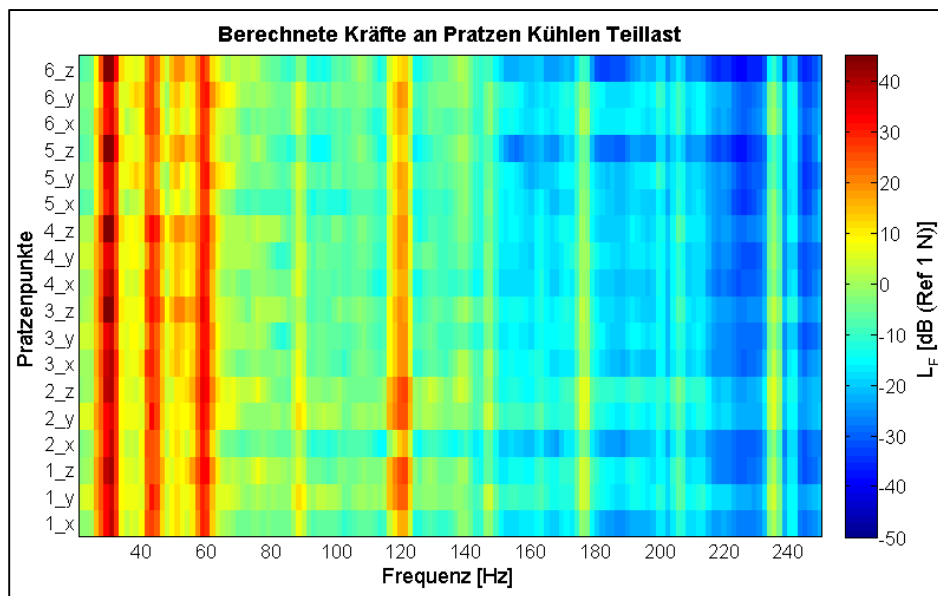


Abbildung 37: Berechnete Pratzenkräfte im Betrieb „Kühlen Teillast“

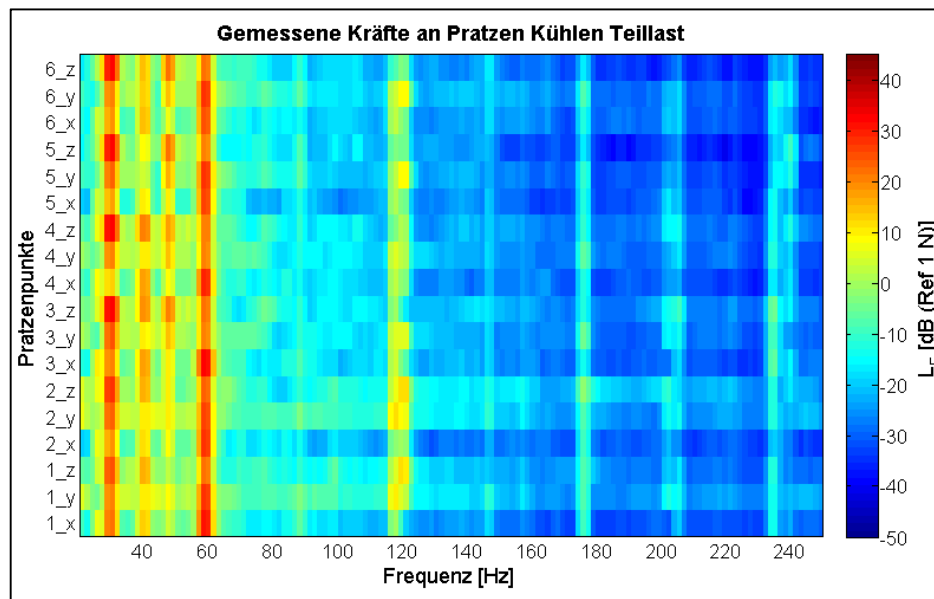


Abbildung 38: Gemessene Pratzenkräfte im Betrieb „Kühlen Teillast“

Als weiterer Betriebszustand wurde „Kühlen Teillast“ berechnet, bei dem bis auf die Zulüfter alle Komponenten mit niedriger Leistung arbeiten. Dazu sind in Abbildung 37 und 38 die Ergebnisse von Berechnung und Messung gegenübergestellt. Wie auch für „Kühlen nominal“ ist eine gute Übereinstimmung festzustellen. Die größten Abweichungen sind auch hier für die Lage der Grundfrequenz der Lüfter bei ca. 42 Hz (kleine Verflüssigerlüfter) und 50 Hz (Zulüfter) zu erkennen. Die vierfache Anregungsfrequenz der Verdichter liegt nun deutlich näher an der doppelten Netzfrequenz. Ursache hierfür ist die leicht höhere Drehzahl der Verdichter im 2-Zylinder-Betrieb, was bereits unter 5.3 erläutert wurde.

5.6 Einflüsse auf die Messgenauigkeit

Die Genauigkeit des genutzten Berechnungsansatzes zur Formulierung von unabhängigen Quelltermen und deren weitere Nutzung zur Berechnung von Kenngrößen am Systemausgang ist im Wesentlichen davon abhängig, wie genau die Quellgrößen bestimmt wurden. Das heißt, dass eine große Ungenauigkeit bei der Bestimmung der Quellgrößen führt auch zu größeren Abweichungen bei allen Rechenschritten. Eine direkte Messung von freier Schnelle und blockierter Kraft ist somit nur möglich, wenn die erforderlichen Randbedingungen eingehalten werden können. Für die Messung der freien Schnelle erfordert dies eine sehr weiche Lagerung. Hier erfolgte dies durch eine Aufhängung mittels Gummibändern (Lüfter) bzw. einer Stahlfeder (Verdichter), die zu einer Resonanzfrequenz des Gesamtsystems von unter 10 Hz führte. Die direkte Messung der blockierten Kraft erweist sich oft als schwieriger, da die Quelle so starr an eine große Masse befestigt werden muss, dass an den Verbindungspunkten keine Beschleunigungen auftreten. Fehse [Feh05] schlägt dafür ein indirektes Verfahren vor, bei dem aus der bekannten Impedanz des Prüfstandes auf die blockierte Kraft zurück gerechnet wird, um so die erforderlichen Randbedingungen zu realisieren. Der hier unternommene Versuch für die Lüf-

ter, die blockierte Kraft direkt zu messen, erwies sich als zu ungenau, um daraus eine gute Abschätzung des Anregungspotentials der Quellen zu erreichen.

Eine weitere Schwierigkeit kann die Kohärenz zwischen Signalen der Anregungs- und Empfangsseite innerhalb einer Messung darstellen. Durch Störquellen können so zum Beispiel Übertragungsfunktionen nur ungenau bestimmt werden. In diesem Zusammenhang soll auch die Aussteuerung der Sensoren als möglicher Einfluss auf die Messgenauigkeit genannt werden. Messungen nahe am Grundrauschen der Sensoren können die Qualität der Ergebnisse erheblich verschlechtern.

5.7 Einflüsse auf die Genauigkeit der Berechnung der Kenngrößen

Als entscheidendster Einfluss auf die Ergebnisse der Berechnungen ist der Einfluss der Phase zu nennen. So wurde hier auf Grund der Unabhängigkeit vieler Messungen und damit der gemessenen Phasen auf die phasenrichtige Berechnung verzichtet. Die vereinfachte Rechnung mit Beträgen erwies sich hier allerdings als hinreichend genau und bildet gewissermaßen den ungünstigsten Fall ab, da die mögliche phasenbedingte Auslöschung von Körperschall komplett unbeachtet bleibt. Es wird stets davon ausgegangen, dass alle Körperschallpfade inkohärent sind und sich somit vollständig addieren.

Das Berechnungsverfahren nach Ohlrich [Ohl01] beschränkt sich außerdem auf Systeme mit einem Koppelpunkt zwischen Quelle und Struktur. Hier wurde das Berechnungsverfahren allerdings auf Quellen mit mehreren Koppelpunkten angewendet. Es zeigte sich, dass diese Vereinfachung durchaus auf das untersuchte Klimagerät anwendbar ist, jedoch werden so auch verschiedene physikalische Effekte vernachlässigt. Dazu gehört unter anderem die Vernachlässigung des Einflusses von Transferimpedanzen zwischen den einzelnen Anregungspunkten einer Quelle. Um diesen Effekt physikalisch korrekt zu erfassen, gibt es verschiedene Ansätze, die zu einem wesentlich größeren Mess- und Rechenaufwand führen. So schlagen Bonhoff und Petersson [Bon10] die Verwendung von Interface-Mobilitäten in Form von Mobilitätsmatrizen vor, um so die Interaktion der Koppelpunkte untereinander beschreiben zu können. Die hier vorgestellten Ergebnisse zeigen jedoch, dass auch für Quellen mit mehreren Koppelpunkten der Ansatz der einfach-verbundenen Quelle gut anwendbar ist. Weiterhin beschränkt sich das Berechnungsverfahren auf die rein translatorische Übertragung von Körperschall. Diese Näherung wird allerdings in der Literatur als hinreichend exakt bewertet, da der Anteil der momentbedingten Schwingungsübertragung vernachlässigbar klein ist und außerdem der messtechnische Aufwand äußerst groß wäre.

6 Optimierungspotential des Systems

In diesem Kapitel soll das Minderungspotential des in die Struktur eingeleiteten Körperschalls untersucht werden. Dazu werden verschiedene Parameter in den Gleichungen variiert sowie alternative Verdichterlager untersucht, um deren Auswirkung auf die dynamischen Kräfte am Systemausgang zu ermitteln.

6.1 Verwendung der anregungsschwächsten Quellen

Als erste Variante wurde untersucht, ob die Auswahl der jeweils anregungsschwächsten Quellen jedes Quelltyps zu einer deutlichen und effektiven Kraftpegelreduzierung an den Pratzen führt. Dazu wurde der Betriebszustand „Kühlen nominal“ nur aus den Komponenten GL1, ZL1 und VD1 berechnet. Das heißt, dass für den gleichen Quelltyp jeweils zweimal die gleiche Quelle zur Berechnung genutzt wurde. Aus den berechneten dynamischen Kräften für alle Pratzen in alle Richtungen konnte durch energetische Addition aller Pratzen und Richtungen eine frequenzabhängige Gesamtkraft berechnet werden, welche in Abbildung 39 zu sehen ist.

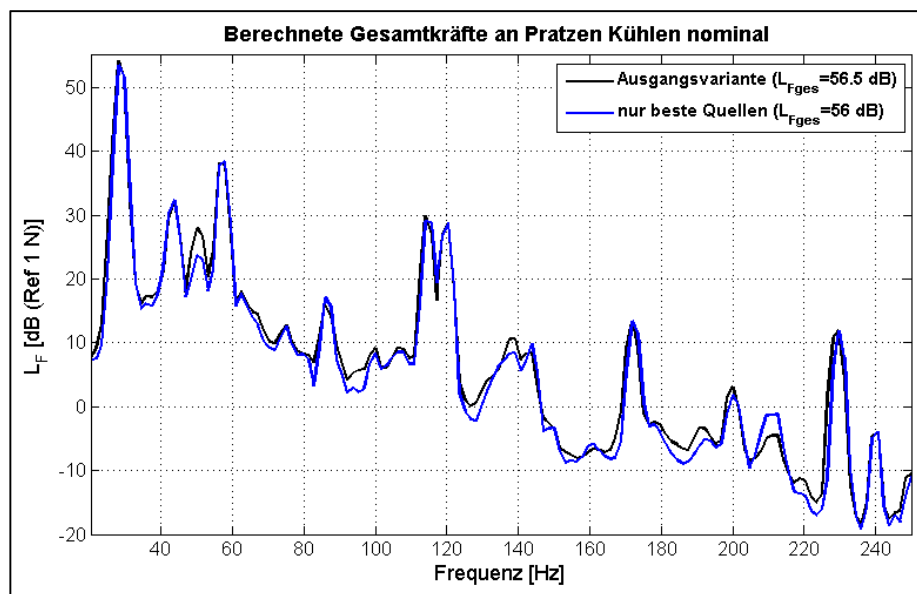


Abbildung 39: Berechnete Gesamtkräfte an den Pratzen für „Kühlen nominal“ (Vergleich Ausgangsvariante und Variante nur mit besten Quellen)

Man erkennt, dass die Verwendung der Quellen mit dem jeweils geringsten Anregungspotential nur zu geringen Verbesserungen führt. Die stärksten Peaks erfahren durch die optimierte Quellenauswahl keine Minderung der Amplitude. Die Pegelwerte in der Legende geben den über alle Frequenzen energetisch addierten Gesamtkraftpegel an. Dieser Gesamtpegel kann durch die optimierte Quellenauswahl zwar um 0,5 dB gesenkt werden,

allerdings ist eine derartige Minderung über den betrachteten Frequenzbereich vernachlässigbar gering. Da die Verdichter als dominierende Quellen ein sehr ähnliches Anregungspotential besitzen, wird für die Grundfrequenz der Verdichter bei ca. 29 Hz, welche den stärksten Peak im Spektrum verursacht, keine Minderung erreicht. Eine Maßnahme, die mehr Erfolg versprechen würde, insbesondere für die Verdichter, wäre die Nutzung von Quellen, welche an sich ein geringeres Anregungspotential besitzen.

6.2 Veränderung der Quelladmittanz

Eine weitere Möglichkeit auf Seite der Quelle Veränderungen vorzunehmen, ist die Variation der Quelladmittanz. Konkret bedeutet dies für das Klimagerät die Änderung der Admittanzen an den Kontaktpunkten der Verdichter, da dort in der Grundfrequenz das größte Minderungspotential zu finden ist. Aus 5.4.1 ist bekannt, dass das Verhältnis von Struktureingangsadmittanz und Quelladmittanz die Übertragung des Körperschalls maßgeblich beeinflusst. Aus Abbildung 24 ist weiterhin bekannt, dass für die Verdichter im kritischen Bereich der Grundfrequenz das Verhältnis beider Admittanzen annähernd 1 ist.

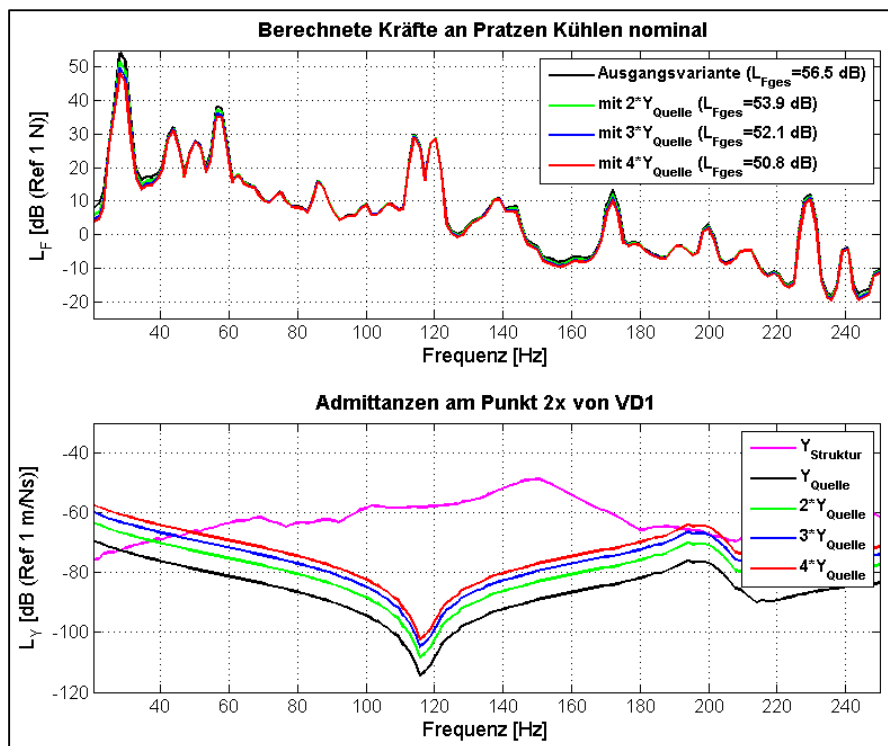


Abbildung 40: Gesamtpratzenkräfte für „Kühlen nominal“ bei verschiedenen Quelladmittanzen der Verdichter (oben) und den entsprechenden Admittanzen für den Verbindungspunkt 2x (unten)

Abbildung 40 zeigt die Auswirkung der Veränderung der Quelladmittanz. Dafür wurden verschiedene Vielfache der ursprünglichen Quelladmittanzen der Verdichter gebildet und mit diesen die Pratzenkräfte berechnet. Durch die Erhöhung der Quelladmittanz wird eine Verschiebung des Schnittpunktes zwischen Quell- und Strukturadmittanz erreicht, was zur Folge hat, dass der Schnittpunkt nun bei einer Frequenz liegt, bei der zwischen den Ad-

mittanzen kein Phasenunterschied von 90° besteht. Dies führt zu einer Reduzierung des Kraftpegels im Hauptpeak von ca. 2 dB bei Admittanzverdopplung und ca. 5 dB bei Vervierfachung der Admittanz. Für die doppelte und achtfache Anregungsfrequenz der Verdichter ist nur eine sehr geringe Pegelminderung zu erkennen. Praktisch könnten die Quelladmittanzen erhöht werden, indem die Verbindungspunkte weicher gestaltet werden, zum Beispiel durch Lager an den Quellpunkten.

6.3 Veränderung der Strukturadmittanz

Die gebräuchlichste Variante zur Körperschallminderung ist die Entkopplung der Quellen. Diese Maßnahme entspricht im hier betrachteten Fall der Erhöhung der Eingangsadmittanz der Empfängerstruktur, da die Entkopplungselemente der Strukturseite zugeordnet werden. Praktisch erfolgt die Umsetzung oft durch Lager. Im Klimagerät sind die Verdichter bereits durch Elastomerlager von der Struktur entkoppelt. Da die Untersuchungen jedoch gezeigt haben, dass die Verdichter dennoch die anregungsstärksten Quellen darstellen, soll die Auswirkung der Erhöhung der Eingangsadmittanz im Folgenden untersucht werden.

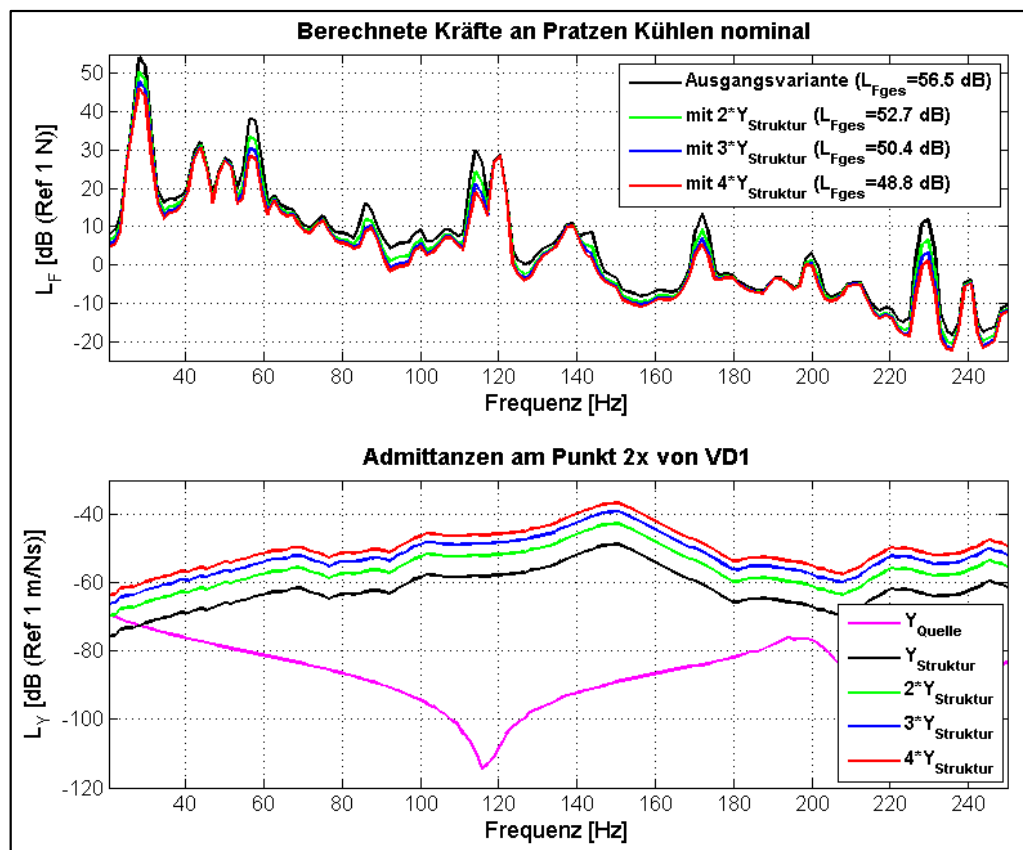


Abbildung 41: Gesamtprätzenkräfte für „Kühlen nominal“ bei verschiedenen Strukturadmittanzen der Verdichter (oben) und den entsprechenden Admittanzen für den Verbindungspunkt 2x (unten)

Analog zu 6.2 wurden auch hier die Prätzenkräfte aus der einfachen, doppelten, dreifachen und vierfachen Strukturadmittanz berechnet. Die Ergebnisse dieser Berechnungen und den jeweiligen Admittanzen zeigen die beiden Diagramme in Abbildung 41. Hier erkennt man bei vielen Frequenzen Kraftpegelminderungen. Vor allem bei der Grundfrequenz der Verdichter und den geradzahigen Vielfachen sind Pegelreduzierungen von bis zu ca. 6 dB für eine Verdopplung der Strukturadmittanz zu erkennen. Auf Grund des ungünstigen Verhältnisses von Struktur- und Quelladmittanz bei der dominierenden Grundfrequenz der Verdichter (29 Hz) ist es demnach egal, welche Admittanz verändert wird. Sowohl praktisch als auch für das Modell ist es irrelevant, ob die Steifigkeit eines Lagers der Struktur oder der Quelle zugeordnet wird, da allein das Impedanzverhältnis an der Schnittstelle entscheidend für die Körperschallübertragung ist.

6.4 Verwendung anderer Verdichterlager

Abschließend wurde die Maßnahme der Admittanzveränderung durch die Verwendung von weicheren Lagern für die Verdichter praktisch untersucht. Dafür war es zunächst erforderlich, die Empfängerstruktur ohne Verdichterlager zu beschreiben. Aus diesem Grund wurden die Übertragungsfunktionen der Kraft zwischen Struktureingang und Prätzen und die Struktureingangsimpedanzen an den Lagerbefestigungspunkten ohne Lager und zugehörigem Rahmen gemessen. Die Impedanz des Lagerrahmens inklusive Verdichterlager sollte nun unabhängig vom eingebauten Zustand so bestimmt werden, dass eine parallele Verknüpfung beider Impedanzen (Lager und Struktureingang ohne Lager) zur neuen Eingangsimpedanz führt. Der Lagerrahmen wurde dazu samt Lager auf ein Spannfeld montiert, um so eine vollständig blockierte Ausgangsseite zu schaffen (vgl. Abb. 42).

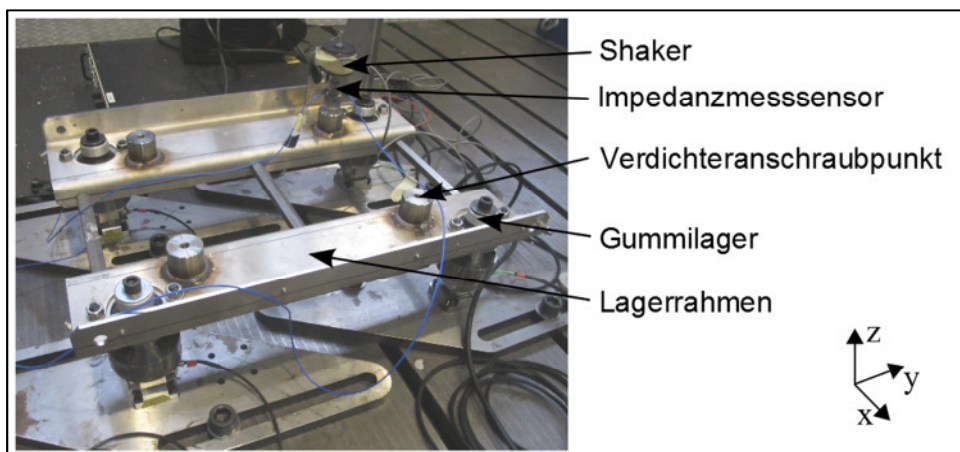


Abbildung 42: Messaufbau zur Messung der Eingangsimpedanz des Lagerrahmens der Verdichter

Auf der Seite der Verdichteranschraubpunkte erfolgte die Anregung und Impedanzmessung wie unter 4.1.3 beschrieben. Dafür erregte der Inertialmasseshaker den Lagerrahmen auch hier mit einem Sinus-Sweep im Bereich von 8 Hz bis 5 kHz. Auf diese Weise

konnte eine richtungsabhängige Impedanz des Lagerrahmens für alle 4 Verbindungspunkte bestimmt werden. Diese Messung erfolgte für die ursprünglichen Verdichterlager und die neuen weicheren Lager (vgl. Abb. 43).

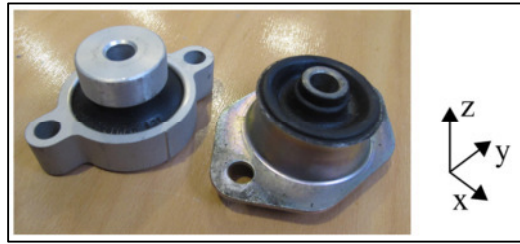


Abbildung 43: neues weiches Lager (links) und härteres Lager der Ausgangsvariante (rechts)

Die richtungsabhängigen statischen Federsteifigkeiten c der beiden Lager wurden den entsprechenden Datenblättern ([MEG13] und [Zwi11]) entnommen und sind in Tabelle 3 gegenüber gestellt.

Bezeichnung	axial	radial	
	c_z [N/mm]	c_y [N/mm]	c_x [N/mm]
Lager Ausgangsvariante [MEG13]	ca. 250	ca. 590	ca. 590
Neues Lager [Zwi11]	ca. 85	ca. 95	ca. 95

Tabelle 3: statische Federsteifigkeiten beider Lager

Aus den Impedanzen der Lager und den Eingangsimpedanzen der Struktur ohne Verdichterlager kann durch die parallele Zusammenfassung der Impedanzen die Eingangsimpedanz der Struktur inklusive Lager wie folgt berechnet werden:

$$\frac{1}{\underline{Z}_{Struktur}} = \frac{1}{\underline{Z}_{ohne\ Lager}} + \frac{1}{\underline{Z}_{Lager}} \quad (\text{Gl. 22})$$

Wird dieser Zusammenhang durch die entsprechenden Admittanzen ausgedrückt, die in Analogie zu den Impedanzen als Reihenschaltung zu betrachten sind, ergibt sich folgende Gleichung:

$$\underline{Y}_{Struktur} = \underline{Y}_{ohne\ Lager} + \underline{Y}_{Lager} \quad (\text{Gl. 23})$$

Aus den so ermittelten Eingangsadmittanzen und den Kraftübertragungsfunktionen, welche ohne Verdichterlager bestimmt wurden ($H_{F\ ohne\ Lager}$), können wiederum die Kräfte an den Pratzen bestimmt werden.

Abbildung 44 zeigt im oberen Diagramm die berechneten Gesamtkräfte über alle Pratzen und Richtungen energetisch addiert. Die schwarze Linie zeigt hier die Ausgangsvariante, bei der die alten Lager wie bisher als Teil der Struktur betrachtet wurden. Die rote Linie gibt ebenfalls die Berechnung für die ursprünglichen Lager wieder, allerdings wurde hier

mit $H_{F \text{ ohne Lager}}$ gerechnet und der zusammengesetzten Admittanz nach Gleichung 23. Vergleicht man diese beiden Ansätze, ist eine sehr gute Übereinstimmung im Bereich der dominierenden Grundanregungsfrequenz zu erkennen (29 Hz). Abweichungen im Bereich zwischen 60 Hz und 210 Hz sind wahrscheinlich auf das Übersprechen zwischen den einzelnen Punkten des Lagerrahmens zurückzuführen, da diese Effekte vernachlässigt werden. Da die maximalen Pegel jedoch gut durch den Ansatz der Admittanzaddition beschrieben werden können, kann dieses Verfahren hier als hinreichend genau für den Vergleich der Lager bewertet werden.

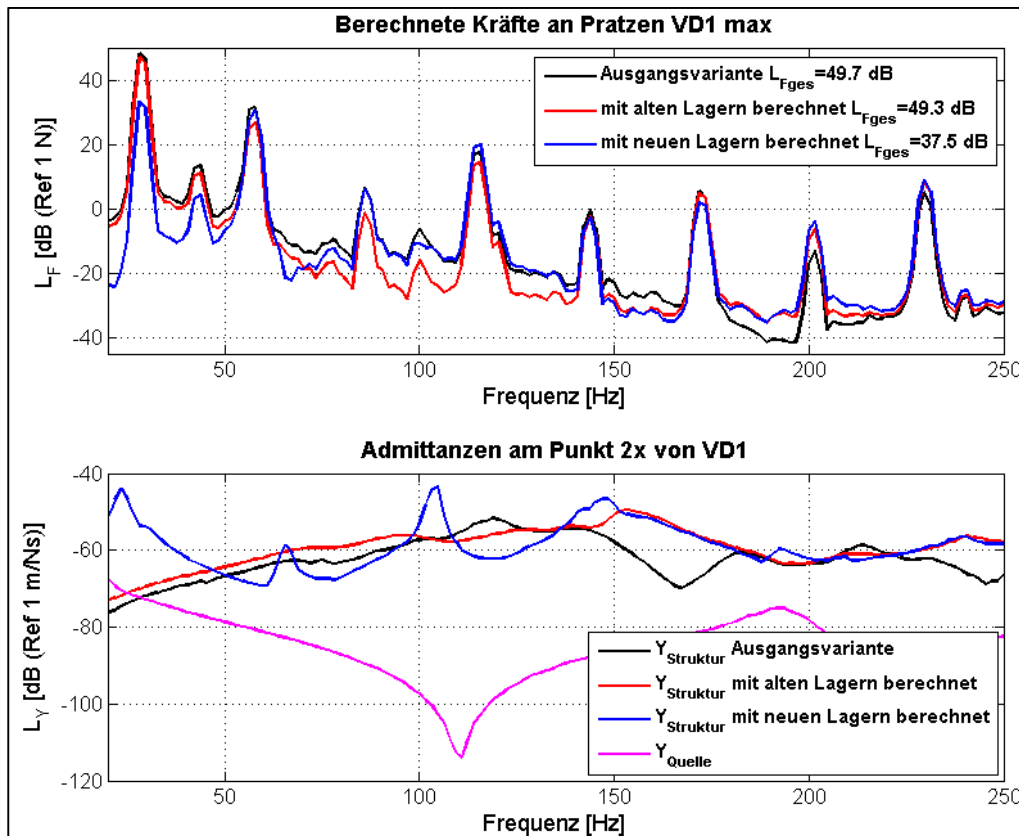


Abbildung 44: Gesamtprätzenkräfte für „VD1 max“ für beide Lager (oben) und die entsprechenden Admittanzen für den Verbindungspunkt 2x (unten)

Vergleicht man nun die rote und die blaue Linie, erkennt man im unteren Diagramm, dass mit den neuen, weicheren Lagern im kritischen Bereich bei 29 Hz für den ausgewählten Punkt 2x eine ca. 20 dB höhere Struktureingangsadmittanz erreicht wird. Für die Gesamtprätzenkraft bedeutet dies eine Pegelreduzierung von über 13 dB bei 29 Hz und fast 12 dB im gesamten Frequenzbereich.

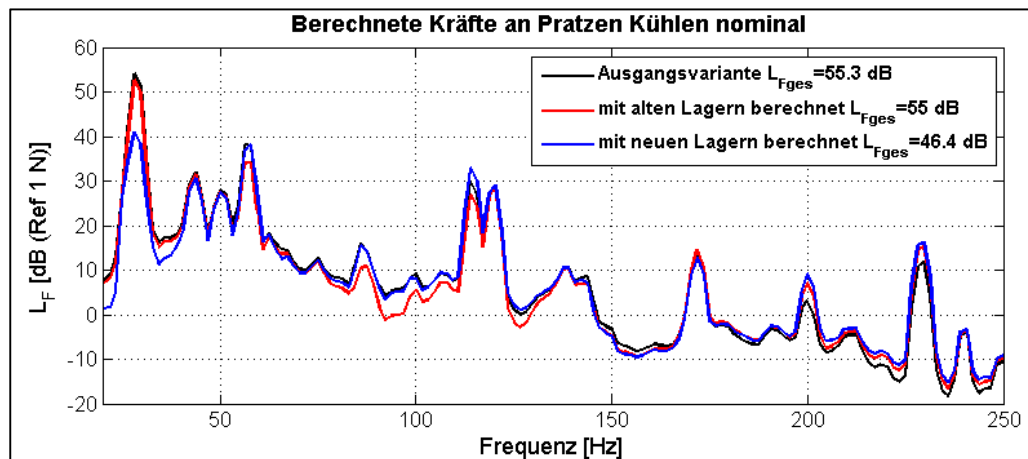


Abbildung 45: Gesamtpratzenkräfte für „Kühlen nominal“ für beide Lager und Ausgangsvariante

In Abbildung 45 sind die Ergebnisse der Berechnung für den Betriebszustand „Kühlen nominal“ dargestellt. Hier ist die Verbesserung durch die neuen Lager im Bereich der Verdichtergrundfrequenz ebenfalls deutlich sichtbar. Die Gesamtpegelminderung durch die neuen Verdichterlager beträgt 8,6 dB für den betrachteten Frequenzbereich. Messungen an einem baugleichen Klimagerät ergaben ebenfalls eine Reduzierung des Gesamtpegels von 8 dB im Bereich 20 Hz bis 250 Hz bei Verwendung der beiden untersuchten Lagertypen. Es konnte somit gezeigt werden, dass weichere Verdichterlager die Kraftpegel an den Pratzen im Bereich der Verdichtergrundfrequenz deutlich mindern. Weiterhin konnte die Größenordnung der rechnerisch ermittelten Verbesserung durch Messungen an einem baugleichen Klimagerät bestätigt werden. Damit ergibt sich als wichtiger Konstruktionshinweis, dass das Verhältnis von Struktur- und Quelladmittanz ungleich 1 sein sollte, um möglichst wenig Körperschall in die Struktur einzuleiten. In der praktischen Umsetzung sind jedoch der optimalen Auslegung Grenzen durch die Einhaltung von erforderlichen Betriebsfestigkeiten und anderen Randbedingungen gesetzt.

7 Zusammenfassung

In der Arbeit wurde die Körperschallausbreitung in einem Bahnklimagerät, welches ein komplexes Schwingungssystem darstellt, systematisch beschrieben. Dazu diente der Ansatz von Petersson [Pet87], welcher nur durch Kenntnis von Ein- und Ausgangsgrößen der Quellen und der Strukturschnittstellen die Berechnung der eingespeisten Leistung in die Struktur ermöglicht. Dafür wurden die erforderlichen Kenngrößen gemessen und anschließend das Anregungspotential der Quellen berechnet. Der direkte Vergleich von freier Schnelle und blockierter Kraft zeigte, dass die bessere Genauigkeit zur Charakterisierung der Quellen durch Verwendung von freien Schnellen erreicht werden konnte. Ursache war hier die praktisch schwierigere Umsetzung der Randbedingungen für die direkte Messung der blockierten Kraft.

Neben den Quelltermen wurden aus den Impedanzen der Schnittstellen zwischen Quelle und Struktur die Koppelfunktionen berechnet und schließlich die eingeleitete Körperschallleistung. Dabei konnten zunächst neben den Verdichtern auch für die kleinen Verflüssigerlüfter im maximalen Betrieb das größte Anregungspotential festgestellt werden. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass diese Quellen sowie die großen Lüfter im Bereich der jeweiligen Grunddrehfrequenz die größte Körperschallleistung in die Struktur einspeisen.

Im zweiten Teil wurde der Ansatz von Petersson [Pet87] mit den Kraftübertragungsfunktionen der Empfängerstruktur kombiniert, um so auf die Kräfte an den Befestigungspratzen des Klimageräts schließen zu können. Es zeigte sich, dass bereits aus der Betrachtung der einzelnen Transferpfade Schwachstellen für bestimmte Quellverbindungsunkte bzw. Pratzpunkte sichtbar werden. In Verbindung mit den Betriebskräften an den Schnittstellen konnten komplexe Betriebszustände des Gesamtgeräts mit mehreren Quellen sehr gut abgebildet werden. Die Vernachlässigung der Phase der Eingangsadmittanzen und der Übertragungsfunktionen führte dabei zwar zu einer Überschätzung der Stärke der Pratzkräfte, jedoch stellt die genaue Ermittlung der Lage der Anregungsfrequenzen dennoch eine gute Möglichkeit zur Körperschallbeschreibung des Systems dar.

An Hand der Berechnungen wurden gezielt Optimierungsmaßnahmen abgeleitet. So erfolgte eine Veränderung der Schnittstelle zwischen Empfängerstruktur und Verdichter, da sich die Verdichter als dominierende Anregungsquelle besonders im unteren Frequenzbereich herausstellten. Dafür wurden die Impedanzen der Verdichterlager bestimmt und diese als zusätzliches Glied in das Berechnungsmodell eingefügt. So konnte der Ausgangszustand mit den ursprünglichen Lagern durch das erweiterte Modell gut abgebildet werden. Die Berechnung mit einem weicheren Lager führte schließlich zu einer Minderung des Pratzkraftpegels im betrachteten Frequenzbereich von über 8,6 dB. Diese Verbesserung konnte durch Messwerte eines baugleichen Klimageräts bestätigt werden.

8 Ausblick

Die Messungen und Berechnungen in dieser Arbeit beschränkten sich auf der Seite des Systemausgangs auf die Betrachtung der dynamischen Kräfte an den Pratzen als Körperschallkenngrößen. Weitere Untersuchungen müssen nun im nächsten Schritt Aussagen über die Leistung an den Pratzen durch Messungen und Berechnungen treffen. Dies könnte durch Bestimmung der Pratzenimpedanzen und der Übertragungsfunktionen der Schnellen in der Struktur geschehen. Aus beiden Größen kann so die Leistung berechnet werden.

Die Untersuchung der Pratzenkräfte für weichere Verdichterlager im letzten Teil der Arbeit erfolgte hier nur durch das Rechenmodell und den Abgleich an einem anderen baugleichen Gerät. Dabei ist die mögliche Serienstreuung dieser Klimageräte vernachlässigt worden. Kraftmessungen an den Pratzen im Betrieb des untersuchten Klimageräts und mit den weicheren montierten Verdichterlagern müssen die Verbesserung dieser Lager noch am tatsächlich berechneten Gerät bestätigen. Wünschenswert wäre hier eine ähnlich gute Übereinstimmung der Pegelminderung wie sie für ein baugleiches Klimagerät festgestellt wurde. So könnte die Genauigkeit und Qualität des Rechenmodells zusätzlich untermauert werden.

Ein großer Nutzen für die Körperschallprognose während des Entwicklungsprozesses von vergleichbaren Systemen wäre die Anwendung des Berechnungsverfahrens als praktisches Auslegungswerkzeug. Hier ist denkbar, dass an Hand vorgegebener Grenzwerte am Systemausgang eine Abschätzung erforderlicher Impedanzen und Anregungspotentiale durch Rückrechnung des Modells erfolgen kann. Eine Umsetzung dieses Ansatzes kann Aufgabe nachfolgender Untersuchungen sein.

Literatur

- [Bon10] Bonhoff, Hannes A.; Petersson, Björn A. T.: Interface-Mobilitäten zur Entwicklung und Analyse vibrationsarmer Maschinen, Berlin, Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik – TU Berlin, 2010
- [Feh05] Fehse, Karl-Richard; Kohrs, Torsten: Der Einsatz von (in-)direkten Messverfahren und Berechnungen zur Charakterisierung und Quantifizierung von Körperschallquellen im Design-Prozeß von Schienenfahrzeugen, München, DAGA '05, 2005
- [Feh06] Fehse, Karl-Richard; Kohrs, Torsten: Körperschallspezifische Berechnungen im vibro-akustischen Design-/Änderungs-Prozess von Schienenfahrzeugen, Braunschweig, DAGA '06, 2006
- [Kun10] Kunze, Jörg: Technische Information Velaro D HVAC-System Fahrgastraum und Fahrerstand Siemens AG S95T, Leipzig, Faiveley Transport Leipzig GmbH & Co. KG, 2010, Version 8
- [Mad11] Mader, Sascha: Auswahl des Versuchsmusters, Leipzig, Faiveley Transport Leipzig GmbH & Co. KG, 2011
- [MEG13] <http://www.schwidaem-dresden.de/media/documents/Megi/MEGI%20Konen.pdf>, 13.02.2013, Metallgummi: MEGI-Konen mit Abreißsicherung (Seite 4)
- [Ohl01] Ohlrich, M.: Structure-borne sound sources and their power transfer, Den Haag, inter noise 2001 – The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, 2001

- [Pet87] Petersson, B.; Mondot, J. M.: Characterization of structure-borne sound sources: the source descriptor and the coupling function, Journal of Sound and Vibration, London, Academic Press, 1987
- [Sei12] Seifert, Jonathan: Praxisbericht – Akustik- und Schwingungsuntersuchungen an Radiallüftern, Mittweida, 2012
- [Zwi11] Zwick Roell: Prüfprotokoll – N&G 065 Faiveley 44&32Shr F(s) axial und radial, 2011

Anlagen

1) Anregungsfrequenzen der Quellen.....	A-I
2) Berechnete eingetragene Körperschallleistung.....	A-III
3) Gemessene Pratzenkräfte.....	A-IX
4) Berechnete Pratzenkräfte.....	A-XI
Selbstständigkeitserklärung.....	A-XIII

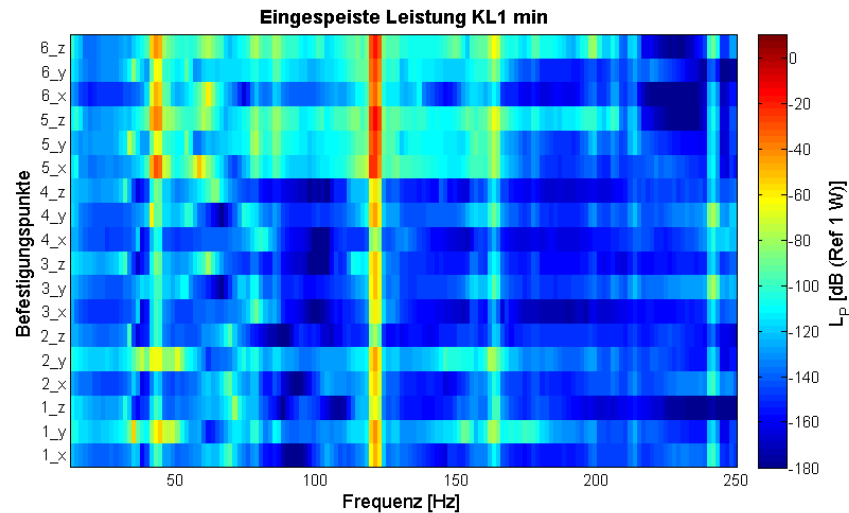
1) Anregungsfrequenzen der Quellen

Übersicht aller Quelltypen mit Bezeichnungen, Drehzahl und daraus resultierender Grundanregungsfrequenz:

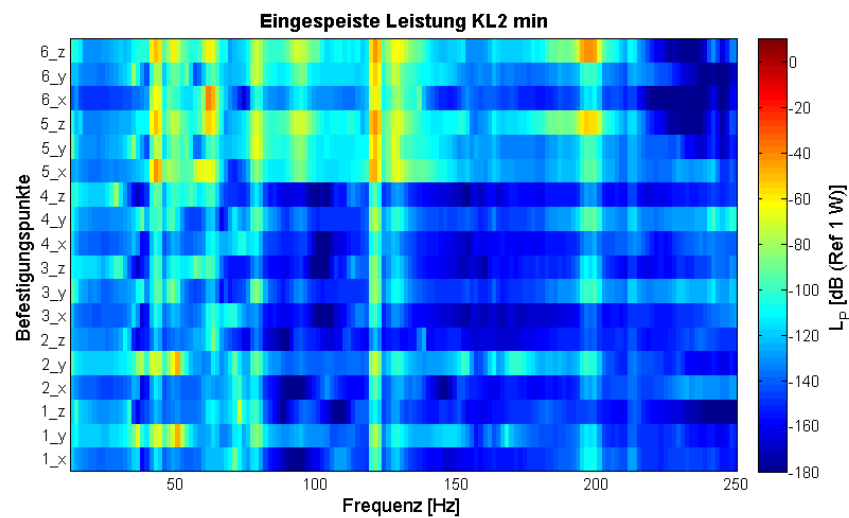
Quelle	Betriebszustand	Bezeichnung	Drehzahl [U/min]	Grundfrequenz [Hz]
Verflüssigerlüfter 280 mm	min	KL1 min KL2 min	2550	42,5
	max	KL1 max KL2 max	3180	53,0
Verflüssigerlüfter 400 mm	-	GL1 GL2	1580	26,3
Zulüfter	min	ZL1 min ZL2 min	2210	36,8
	max	ZL1 max ZL2 max	2990	49,8
Verdichter	2 Zylinder	VD1 min VD2 min	≥1750	ca. 30
	4 Zylinder	VD1 max VD2 max	1750	29,2

2) Berechnete eingetragene Körperschallleistung

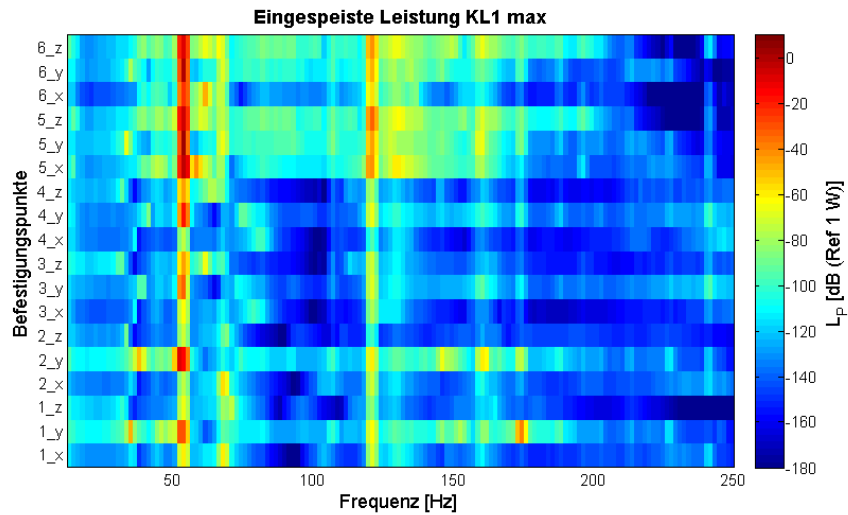
Pegel der Beträge der berechneten eingetragenen Körperschallleistungen für jede Quelle:



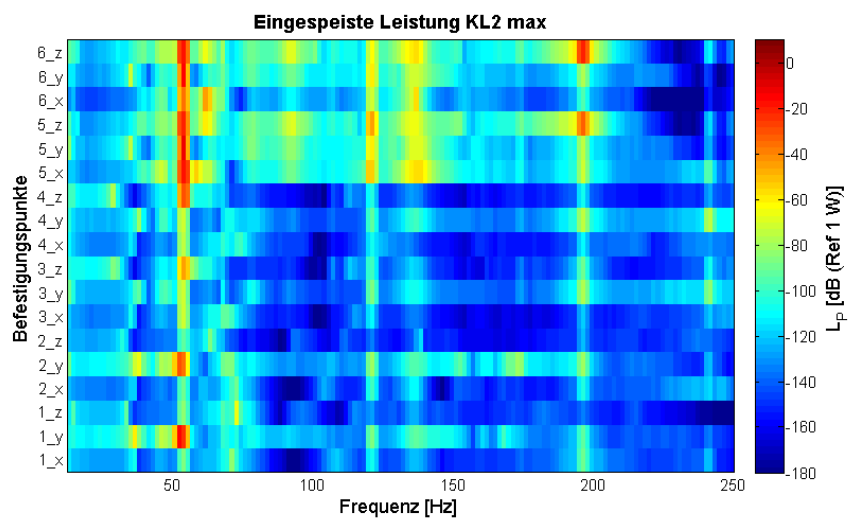
KL1 min: kleiner Verflüssigerlüfter 1 bei 2550 U/min



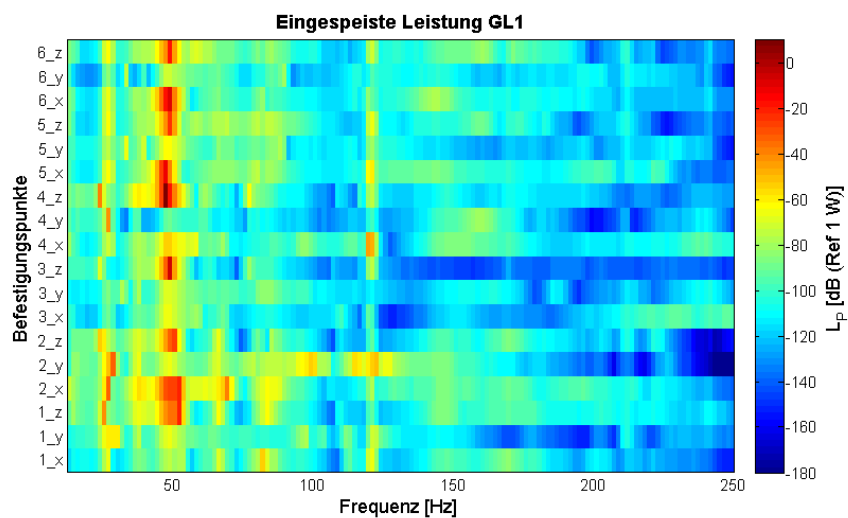
KL2 min: kleiner Verflüssigerlüfter 2 bei 2550 U/min



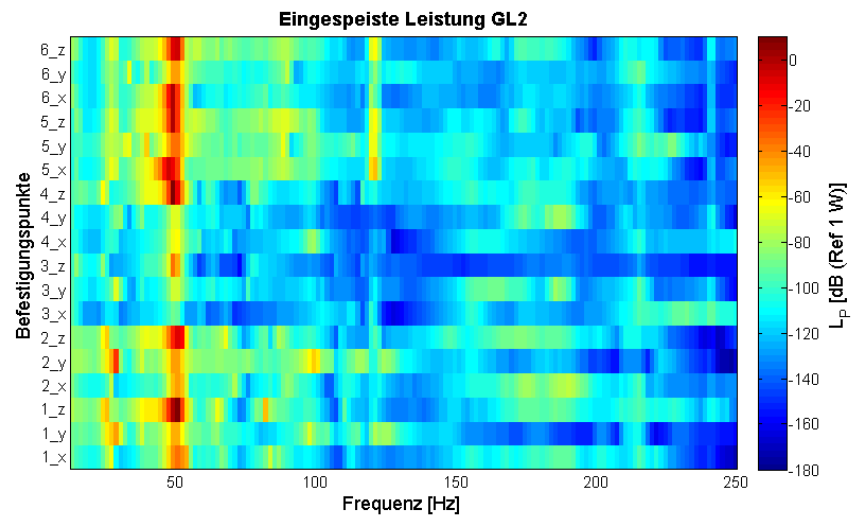
KL1 max: kleiner Verflüssigerlüfter 1 bei 3180 U/min



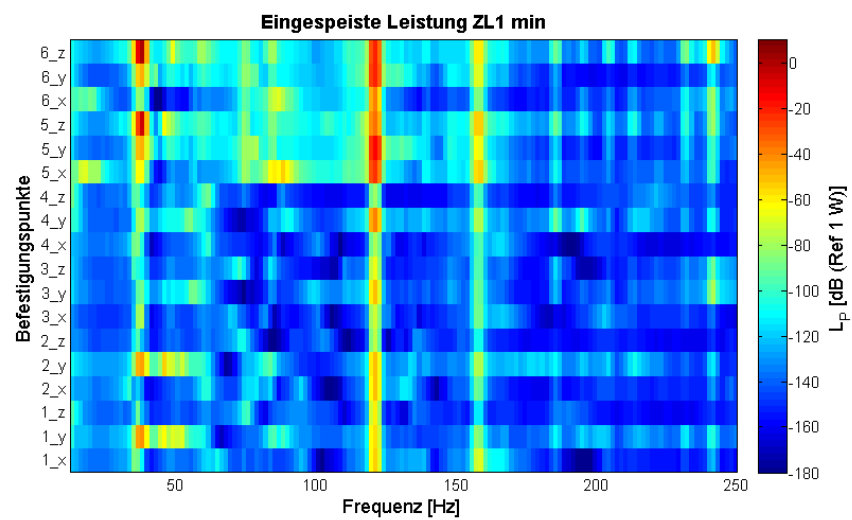
KL2 max: kleiner Verflüssigerlüfter 2 bei 3180 U/min



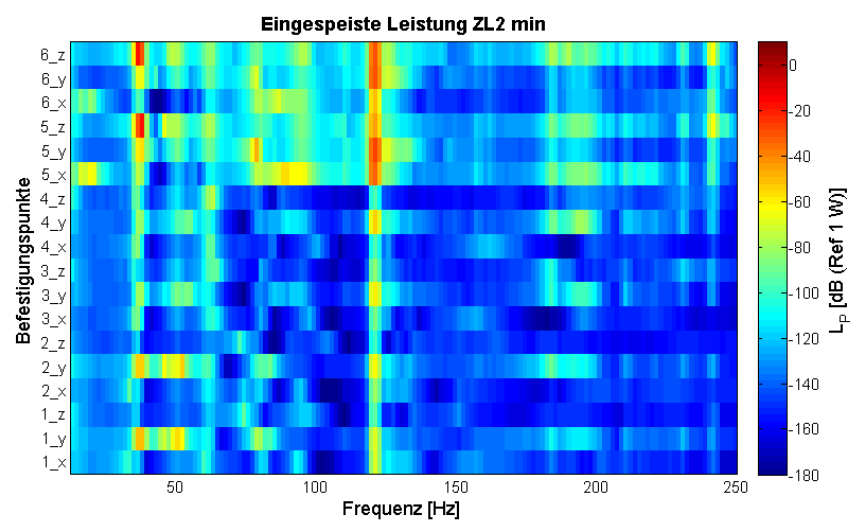
GL1: großer Verflüssigerlüfter 1 bei 1580 U/min



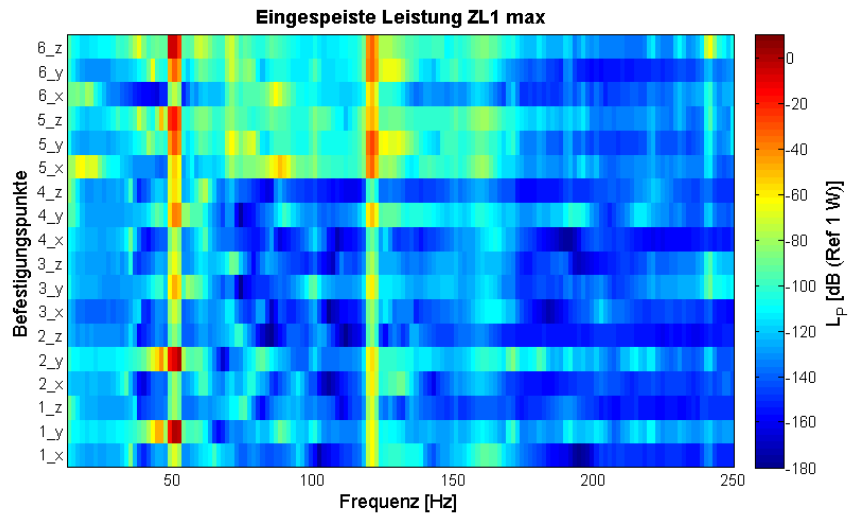
GL2: großer Verflüssigerlüfter 2 bei 1580 U/min



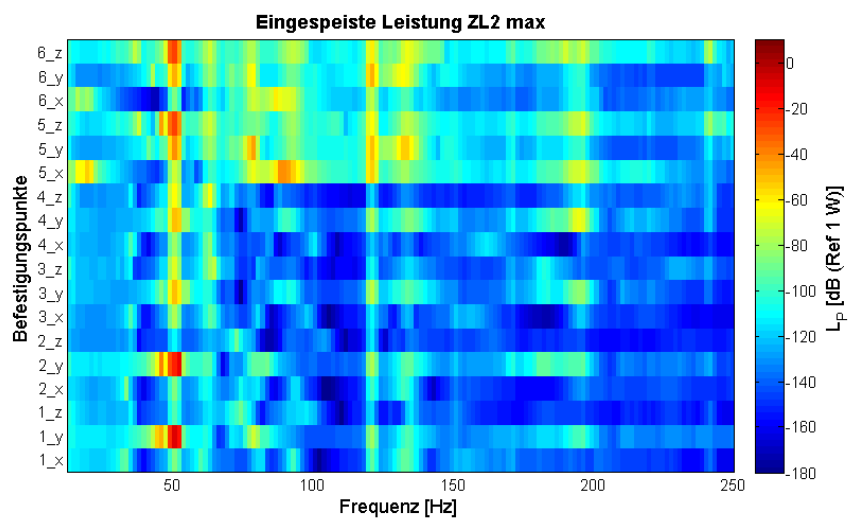
ZL1 min: Zulüfter 1 bei 2210 U/min



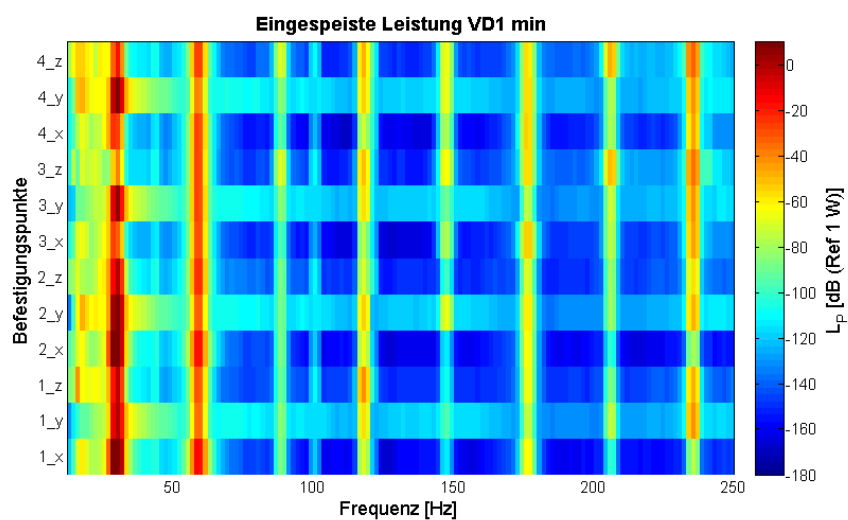
ZL2 min: Zulüfter 2 bei 2210 U/min



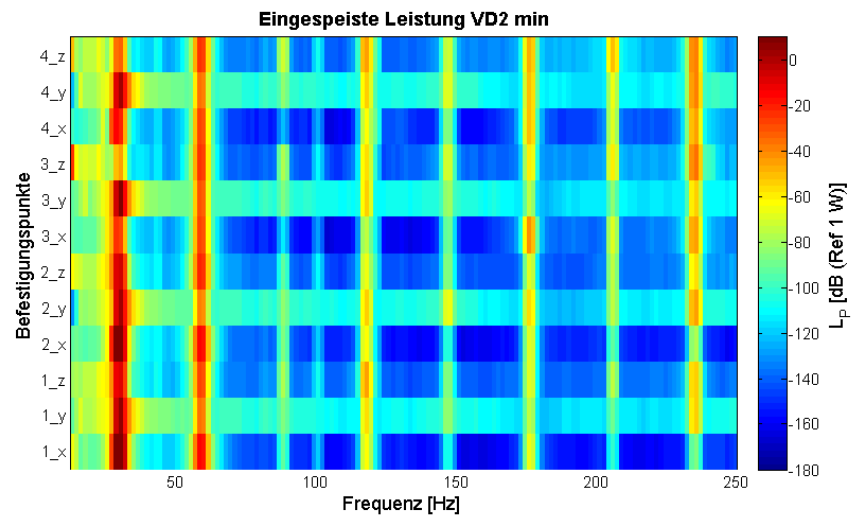
ZL1 max: Zulüfter 1 bei 2990 U/min



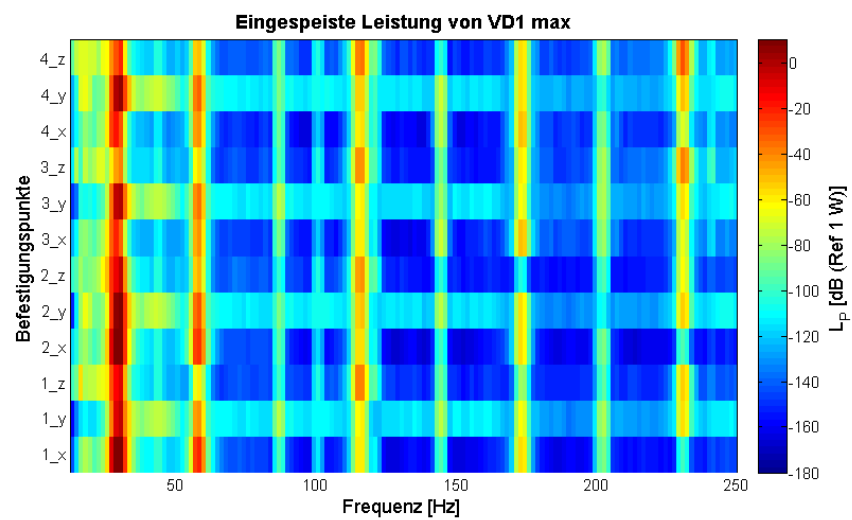
ZL2 max: Zulüfter 2 bei 2990 U/min



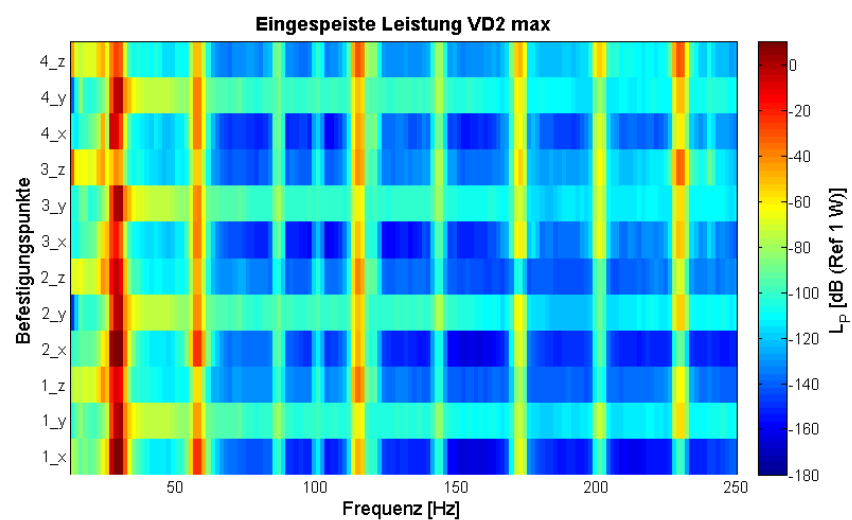
VD1 min: Verdichter 1 im 2-Zylinder-Betrieb



VD2 min: Verdichter 2 im 2-Zylinder-Betrieb



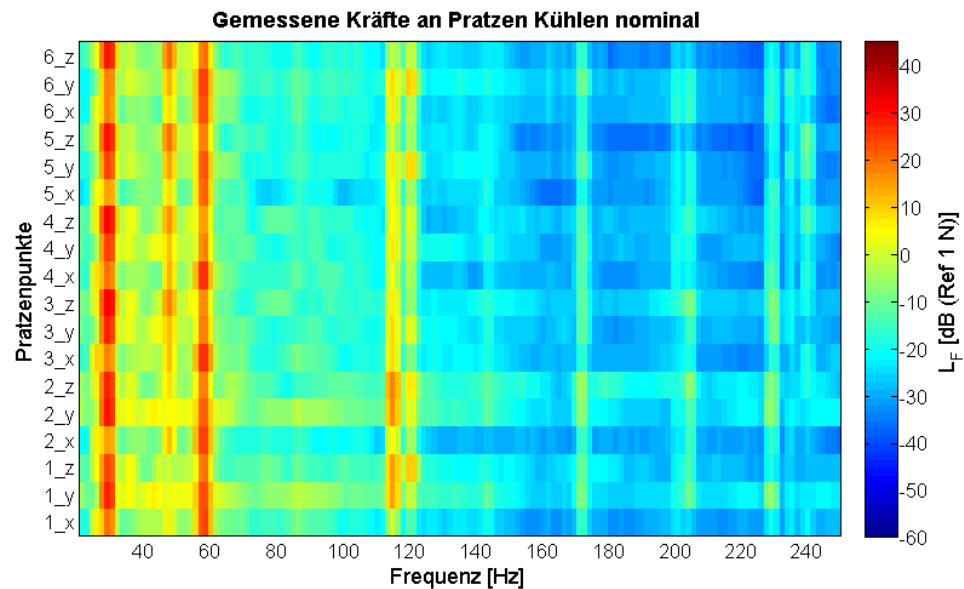
VD1 max: Verdichter 1 im 4-Zylinder-Betrieb



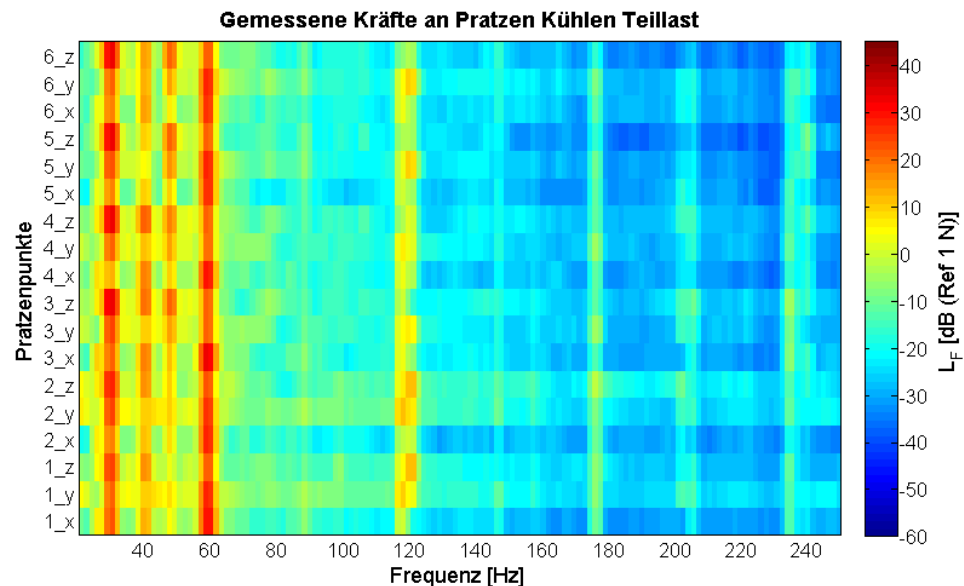
VD2 max: Verdichter 2 im 4-Zylinder-Betrieb

3) Gemessene Prätzenkräfte

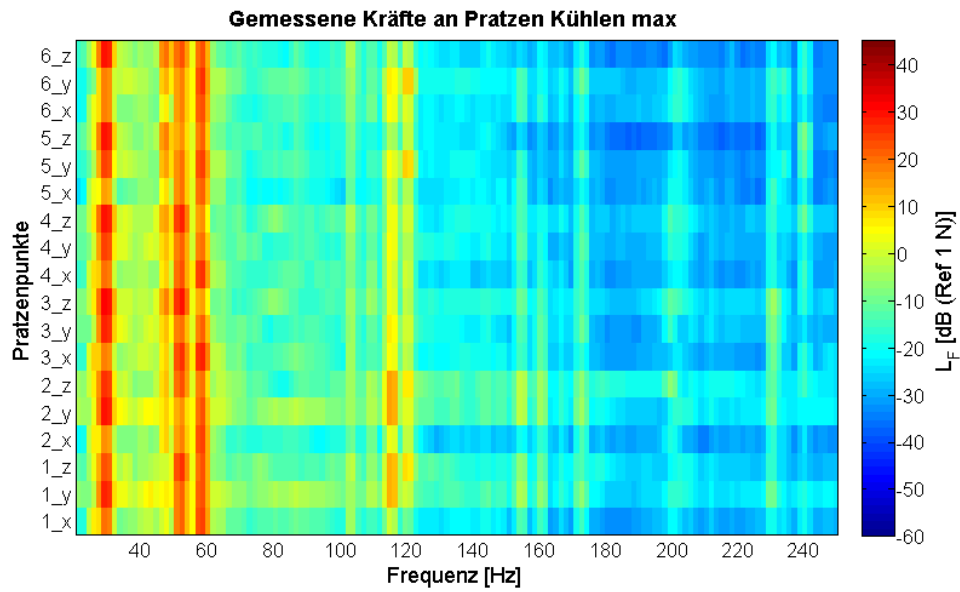
Pegel der Beträge der gemessenen dynamischen Kräfte an den Prätzen des Klimageräts für die Betriebszustände „Kühlen nominal“, „Kühlen Teillast“ und „Kühlen max“:



Kühlen nominal: beteiligte Quellen sind ZL1 max, ZL2 max, GL1, GL2, VD1 max und VD2 max



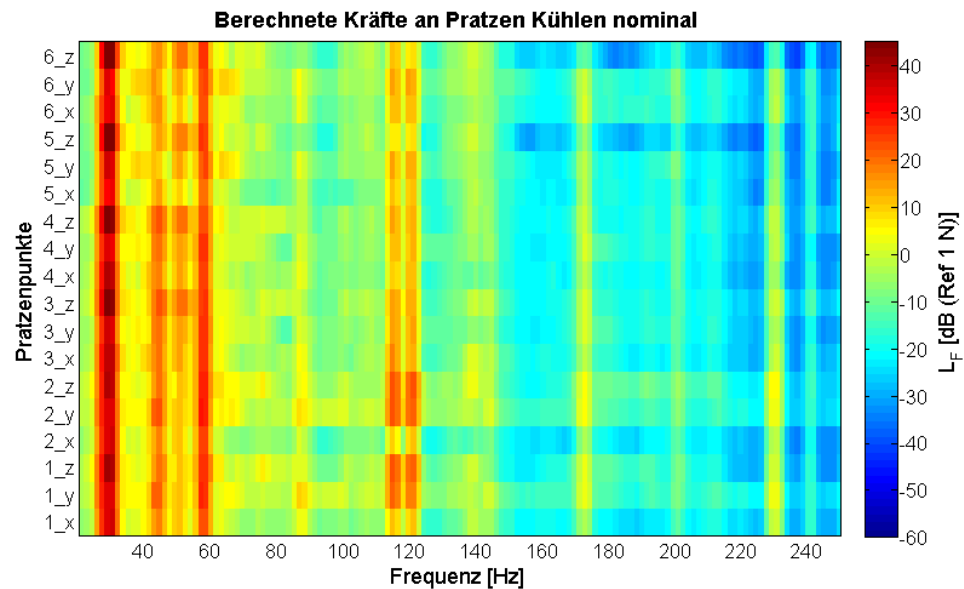
Kühlen Teillast: beteiligte Quellen sind ZL1 max, ZL2 max, GL1, GL2, KL1 min, KL2 min, VD1 min und VD2 min



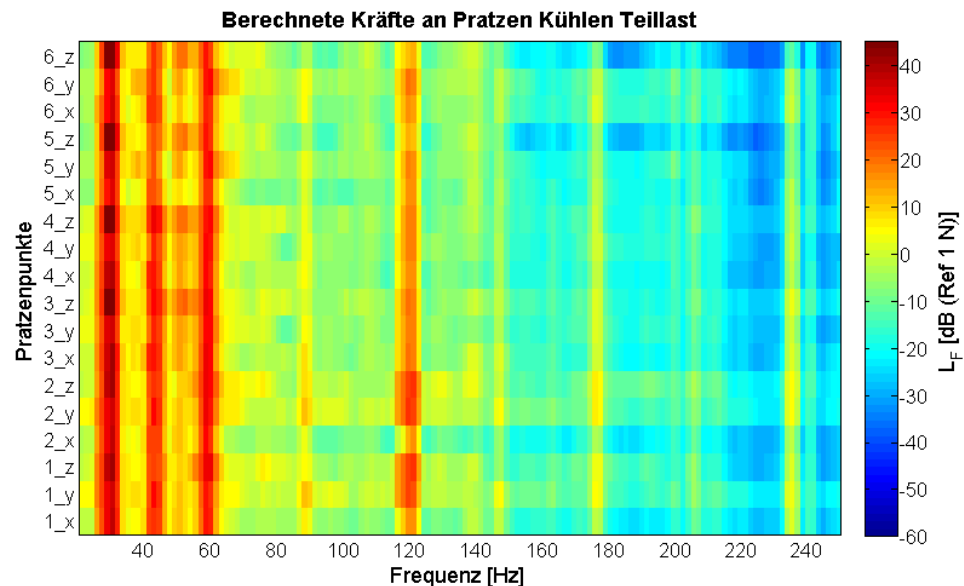
Kühlen max: beteiligte Quellen sind ZL1 max, ZL2 max, GL1, GL2, KL1 max, KL2 max, VD1 max und VD2 max

4) Berechnete Prätzenkräfte

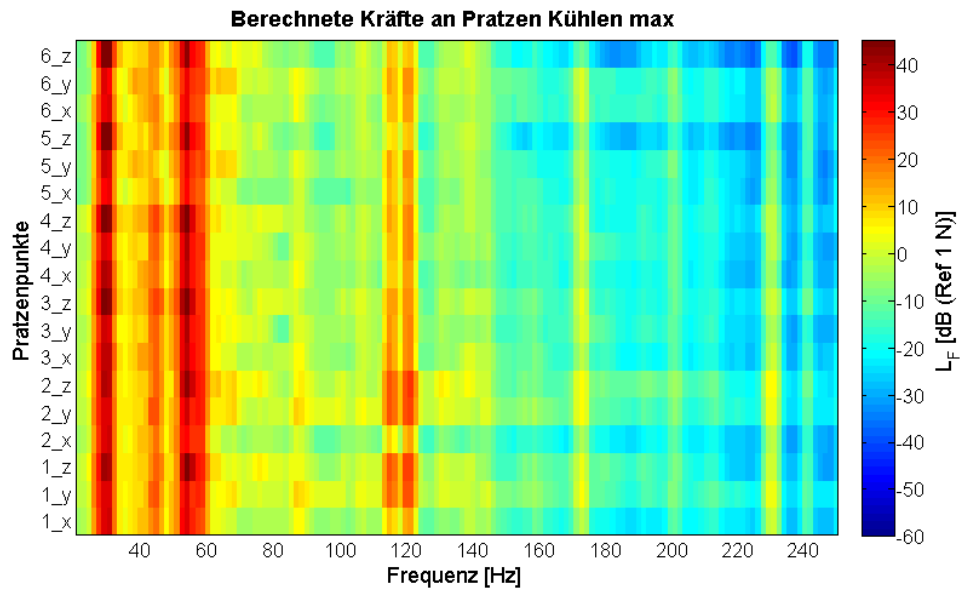
Pegel der Beträge der berechneten dynamischen Kräfte an den Prätzen des Klimageräts für die Betriebszustände „Kühlen nominal“, „Kühlen Teillast“ und „Kühlen max“:



Kühlen nominal: beteiligte Quellen sind ZL1 max, ZL2 max, GL1, GL2, VD1 max und VD2 max



Kühlen Teillast: beteiligte Quellen sind ZL1 max, ZL2 max, GL1, GL2, KL1 min, KL2 min, VD1 min und VD2 min



Kühlen max: beteiligte Quellen sind ZL1 max, ZL2 max, GL1, GL2, KL1 max, KL2 max, VD1 max und VD2 max

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Diese Arbeit wurde in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt.

Mittweida, den 11.03.2013

Jonathan Seifert